

(43) 国際公開日  
2004 年 7 月 22 日 (22.07.2004)

PCT

(10) 国際公開番号  
WO 2004/061330 A1

- (51) 国際特許分類<sup>7</sup>: F16H 3/66
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2003/017066
- (22) 国際出願日: 2003 年 12 月 26 日 (26.12.2003)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:  
特願 2002-379262  
2002 年 12 月 27 日 (27.12.2002) JP

(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): アイシン・エイ・ダブリュ株式会社 (AISIN AW CO.,LTD.) [JP/JP]; 〒444-1164 愛知県 安城市藤井町 高根 10 番地 Aichi (JP).

(72) 発明者; および

(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 香山 和道 (KAYAMA,Kazumichi) [JP/JP]; 〒444-1164 愛知県 安城市藤井町 高根 10 番地 アイシン・エイ・

ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 杉浦 伸忠 (SUGIURA,Nobutada) [JP/JP]; 〒444-1164 愛知県 安城市藤井町 高根 10 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 山口 俊堂 (YAMAGUCHI,Shundou) [JP/JP]; 〒444-1164 愛知県 安城市藤井町 高根 10 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 杉本 龍哉 (SUGIMOTO,Tatsuya) [JP/JP]; 〒444-1164 愛知県 安城市藤井町 高根 10 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 稲垣 知親 (INAGAKI,Tomochika) [JP/JP]; 〒444-1164 愛知県 安城市藤井町 高根 10 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP).

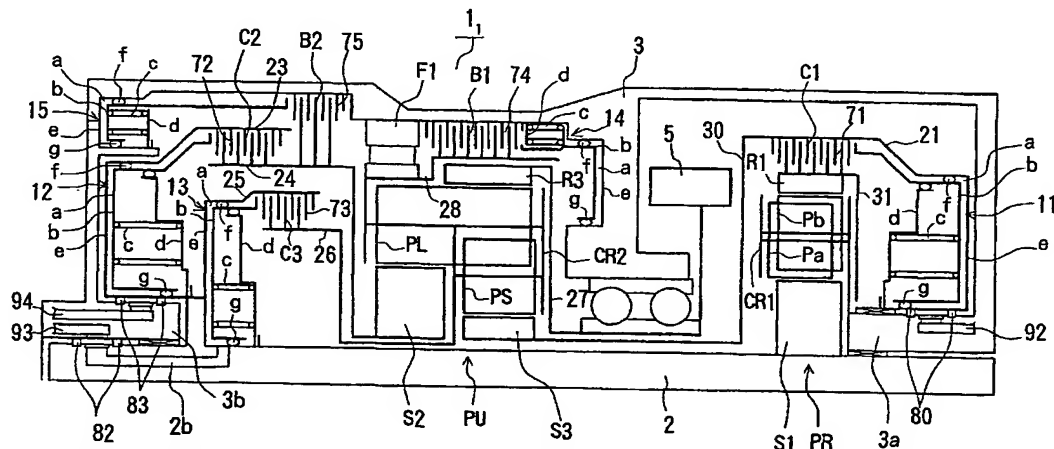
(74) 代理人: 近島 一夫, 外 (CHIKASHIMA,Kazuo et al.); 〒105-0023 東京都港区 芝浦一丁目 9 番 7 号 おもだかビル 2 階 アクト国際特許事務所 Tokyo (JP).

(81) 指定国 (国内): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD,

[続葉有]

(54) Title: AUTOMATIC SPEED CHANGER

(54) 発明の名称: 自動変速機



(57) Abstract: A planetary gear (PR) for outputting reduced rotational speed and a clutch (C1) are arranged axially on one side (right-hand side in the figure) of a planetary gear unit (PU), and an output member is provided between the planetary gear unit and reduced rotational speed-outputting means. A clutch (C2) for connecting/disconnecting the rotation of an input shaft (2) which is inputted to a sun gear (S2) and a clutch (C3) connecting/disconnecting the rotation of the input shaft (2) which is inputted to a carrier (CR2) are arranged axially on the other side of the planetary gear unit (PU). As a result, the planetary gear (PR) and the planetary gear unit (PU) can be arranged closer to each other than in the case where the clutch (C2) and the clutch (C3) are arranged between the planetary gear (PR) and the planetary gear unit (PU), so that the length of a transmission member (30) for transmitting reduced rotational speed is shorter. Further, the structure of oil passages is simpler than the case where, for example, the clutches (C1, C2, C3) are arranged concentrically on one side.

[続葉有]



SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG,  
US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

TR), OAPI 特許 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ,  
GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

(84) 指定国 (広域): ARIPO 特許 (BW, GH, GM, KE, LS,  
MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア特  
許 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッ  
パ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI,  
FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK,

添付公開書類:

— 国際調査報告書

2 文字コード及び他の略語については、定期発行される  
各 PCT ガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語  
のガイダンスノート」を参照。

---

(57) 要約:

減速回転を出力するためのプラネタリギヤ (PR) 及びクラッチ (C1) をプラネタリギヤユニット (PU) の軸方向一方側 (図中右方側) に配置すると共に、出力部材をプラネタリギヤユニットと減速回転出力手段との間に配置し、サンギヤ (S2) に入力する入力軸 (2) の回転を接・断するクラッチ (C2) と、キャリヤ (CR2) に入力する入力軸 (2) の回転を接・段するクラッチ (C3) と、を該プラネタリギヤユニット (PU) の軸方向他方側に配置する。それにより、プラネタリギヤ (PR) とプラネタリギヤユニット (PU) との間にクラッチ (C2) やクラッチ (C3) を配置する場合に比して、プラネタリギヤ (PR) とプラネタリギヤユニット (PU) とを近づけて配置することが可能となり、減速回転を伝達する伝達部材 (30) が短くなる。また、例えばクラッチ (C1, C2, C3) を一方側に集中配置した場合に比して、油路の構成が簡単になる。

## 明 細 書

### 自動変速機

#### 技術分野

本発明は、車輛等に搭載される自動変速機に係り、詳しくは、プラネタリギヤユニットの1つの回転要素に減速回転を入力自在にすることで多段変速を可能にする自動変速機の配置構造に関する。

#### 背景技術

一般に、車輛等に搭載される自動変速機において、2列のプラネタリギヤを連結したプラネタリギヤユニットと、入力軸の回転を減速した減速回転を出力自在なプラネタリギヤとを備えているものがある（例えば特開平4-125345号公報参照）。このものは、例えば4つの回転要素を有するプラネタリギヤユニットの1つの回転要素に上記プラネタリギヤからの減速回転をクラッチを介在して入力自在することで、例えば前進6速段、後進1速段を達成している。また、例えば前進5速段の際に、2つのクラッチを係合してプラネタリギヤユニットの2つの回転要素に入力軸の回転を共に入力し、該前進5速段を入力軸の回転と同じ、いわゆる直結状態とするものもある（例えば特開2000-274498号公報参照）。

ところで、上述した自動変速機には、上記プラネタリギヤユニットの2つの回転要素に入力軸の回転を入力するための2つのクラッチと、減速回転を該プラネタリギヤユニットの回転要素に出力するためのプラネタリギヤとが備えられているが、それら2つのクラッチやそれらクラッチの係合を制御する油圧サーボをプラネタリギヤユニットとプラネタリギヤとの間に配置してしまうと、該プラネタリギヤの減速回転をプラネタリギヤユニットの回転要素に伝達するための部材が軸方向に長くなってしまう。

減速回転を伝達する部材が長くなることは、つまり大きなトルクを伝達する部材が長くなることであり、その大きなトルクに耐え得るような部材を長く設ける

ことは、比較的肉厚の厚い部材を長く設けることであって、自動変速機のコンパクト化の妨げになる。また、そのような部材は重さも重くなり、自動変速機の軽量化の妨げになるばかりか、イナーシャ（慣性力）が大きくなって、自動変速機の制御性を低下させることによる変速ショックが発生し易くなる虞もある。

また、例えば上記プラネタリギヤから上記プラネタリギヤユニットに出力する減速回転を接・断するには、クラッチ又はブレーキを設ける必要があるが、クラッチを設けた場合には、そのクラッチと上述した2つのクラッチ、つまり3つのクラッチが必要となる。一般にクラッチは、入力される回転を摩擦板に伝達するドラム状部材（クラッチドラム）を有しているため、例えば相対回転などの問題から、クラッチの油圧サーボの油室に油圧供給をするには、自動変速機を中心側から供給することになる。

しかしながら、例えばそれら3つのクラッチをプラネタリギヤユニットの軸方向一方側に配置すると、自動変速機を中心部分において、3つの油圧サーボに油圧供給するための油路が例えば3重構造になるなど、油路の構成が複雑になる虞がある。

そこで本発明は、減速回転出力手段をプラネタリギヤユニットの軸方向一方側に配置すると共に、第1のクラッチ及び第2のクラッチをプラネタリギヤユニットの軸方向他方側に配置し、もって上記課題を解決した自動変速機を提供することを目的とするものである。

#### 発明の開示

請求の範囲第1項に係る本発明は、駆動源の出力回転に基づき回転する入力軸と、第1、第2、第3及び第4の回転要素を有するプラネタリギヤユニットと、前記入力軸の回転を減速した減速回転を前記第1の回転要素に出力自在な減速回転出力手段と、前記入力軸と前記第2の回転要素とを係脱自在に連結する第1のクラッチと、前記入力軸と前記第3の回転要素とを係脱自在に連結する第2のクラッチと、前記第4の回転要素の回転を駆動車輪伝達機構に出力する出力部材と、を備え、少なくとも前進5速段及び後進1速段を達成し得、かつ少なくとも前進5速段以上の変速段の際に前記第1のクラッチ及び前記第2のクラッチを共に

係合することによって入力軸の回転をそのまま出力する直結段を達成可能な自動変速機において、前記減速回転出力手段を、前記プラネタリギヤユニットの軸方向一方側に配置すると共に、前記出力部材を前記プラネタリギヤユニットと前記減速回転出力手段との間に配置し、前記第1のクラッチ及び前記第2のクラッチを、前記プラネタリギヤユニットの軸方向他方側に配置することを特徴として構成される。

これにより、前進5速段の際に、いわゆる直結状態となるような少なくとも前進5速段及び後進1速段を達成する自動変速機を提供できるものでありながら、例えば減速回転出力手段とプラネタリギヤユニットとの間にクラッチを配置する場合に比して、減速回転出力手段とプラネタリギヤユニットとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。また、例えば減速回転出力手段がクラッチを有する場合は3つのクラッチを配置することになるが、3つのクラッチをプラネタリギヤユニットの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチの油圧サーボに供給する油路の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、プラネタリギヤユニットと減速回転出力手段との軸方向における間に出力部材を配置するので、出力部材を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輻に搭載する際に、出力部材を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特にFF車輻であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輻の搭載性を向上することができる。

請求の範囲第2項に係る本発明は、前記減速回転出力手段は、前記減速回転にて回転する減速回転要素を有する減速プラネタリギヤと、該減速プラネタリギヤの所定要素の回転を操作し得る第3の係合要素と、を有して構成される。

請求の範囲第3項に係る本発明は、前記第3の係合要素は前記前進1速段にて

係合する係合要素であるように構成される。

請求の範囲第4項に係る本発明は、前記減速プラネタリギヤは、前記入力軸の回転を常時入力する入力回転要素と、回転が固定される固定回転要素と、該入力回転要素と該固定回転要素との回転に基づき減速回転する減速回転要素とを有してなり、前記第3の係合要素は、前記減速回転要素と前記第1の回転要素とを係脱自在に連結する第3のクラッチであるように構成される。

これにより、減速回転出力手段が第3のクラッチを有しているので、3つのクラッチを配置することになるが、減速回転出力手段をプラネタリギヤユニットの軸方向一方側に配置し、第1のクラッチ及び第2のクラッチをプラネタリギヤユニットの軸方向他方側に配置したため、それら3つのクラッチをプラネタリギヤユニットの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチの油圧サーボに供給する油路の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

請求の範囲第5項に係る本発明は、前記第3のクラッチは、前記減速プラネタリギヤの前記プラネタリギヤユニットの軸方向反対側に配置されてなり、前記第3のクラッチは、摩擦部材を押圧する油圧サーボと、該油圧サーボに一体的に構成され、前記減速プラネタリギヤ方向に開口するドラム部材と、ハブ部材と、を有してなり、ケースから伸びるボス部上に前記第3のクラッチの油圧サーボを配置すると共に、該ボス部に設けた油路から該油圧サーボに油を供給するように構成される。

請求の範囲第6項に係る本発明は、前記減速プラネタリギヤは、前記入力軸の回転を入力し得る入力回転要素と、回転が固定される固定回転要素と、該入力回転要素と該固定回転要素との回転に基づき減速回転し得る減速回転要素とを有してなり、前記第3の係合要素は、入力軸と入力回転要素を係脱自在に連結する第3のクラッチであるように構成される。

これにより、減速回転出力手段が第3のクラッチを有しているので、3つのクラッチを配置することになるが、減速回転出力手段をプラネタリギヤユニットの軸方向一方側に配置し、第1のクラッチ及び第2のクラッチをプラネタリギヤユニットの軸方向他方側に配置したため、それら3つのクラッチをプラネタリギヤ

ユニットの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチの油圧サーボに供給する油路の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、第3のクラッチが入力軸と入力回転要素とを係脱自在に連結するものであるので、第3のクラッチが例えば入力回転要素と第1の回転要素とを係脱自在にするものに比して、第3のクラッチにかかる負荷を低減することができ、第3のクラッチのコンパクト化を図ることができる。

請求の範囲第7項に係る本発明は、前記第3のクラッチは、摩擦部材を押圧する油圧サーボと、該油圧サーボに一体的に構成されドラム部材と、ハブ部材と、を有してなり、前記ハブ部材を、前記入力回転要素と連結してなり、前記ドラム部材を、前記入力軸と連結すると共に、前記減速プラネタリギヤ方向に開口するように配置して構成される。

また、ドラム部材よりも径の小さいハブ部材に例えば前進6速段の際に高速回転する入力回転要素を連結することができ、ドラム部材に連結する場合に比して遠心力を低減することができ、第3のクラッチの係合・解放時の制御性の低下を防止することができる。

請求の範囲第8項に係る本発明は、前記第3のクラッチの油圧サーボを、前記入力軸上に配置してなり、前記第3のクラッチの油圧サーボに、前記入力軸内に設けられた油路から油を供給するように構成される。

請求の範囲第9項に係る本発明は、前記第3のクラッチの油圧サーボを、ケースから伸びるボス部上に配置してなり、前記第3のクラッチの油圧サーボに、前記ボス部内に設けられた油路から油を供給するように構成される。

請求の範囲第10項に係る本発明は、前記減速プラネタリギヤは、前記入力軸の回転を入力し得る入力回転要素と、回転が固定される固定回転要素と、該入力回転要素と該固定回転要素との回転に基づき減速回転し得る減速回転要素とを有してなり、前記第3の係合要素は、前記固定回転要素を固定自在の第3のブレーキであるように構成される。

請求の範囲第11項に係る本発明は、前記第3のブレーキを、前記減速プラネタリギヤの前記プラネタリギヤユニットの軸方向反対側に配置してなり、前記第

3のブレーキの油圧サーボを、ケース端壁に設けて構成される。

請求の範囲第12項に係る本発明は、前記第1のクラッチは、前記後進1速段にて係合するクラッチであるように構成される。

これにより、第1のクラッチが後進段で係合された際に、減速回転出力手段の減速回転する部材（特に伝達部材）が逆回転することになり、一方で該第1のクラッチの係合により該第1のクラッチと第2の回転要素とを接続する部材が入力軸の回転となる場合が生じ、その回転数差が大きくなる場合があるが、該第1のクラッチはプラネタリギヤユニットを介して減速回転出力手段の反対側に位置するため、つまり逆回転する部材（特に伝達部材）と入力軸の回転となる部材とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

請求の範囲第13項に係る本発明は、前記第1のクラッチは、前記プラネタリギヤユニットと隣接配置されてなり、前記第1クラッチは、摩擦部材と該摩擦部材を押圧する油圧サーボと、該油圧サーボに一体的に構成されたドラム部材とハブ部材とを有してなり、前記ドラム部材が前記入力軸と連結され、前記ハブ部材が前記第2の回転要素と連結されてなり、前記第2のクラッチは、前記第1のクラッチに対し、前記プラネタリギヤユニットの軸方向反対側に配置されてなり、前記第2クラッチは、摩擦部材と該摩擦部材を押圧する油圧サーボと、該油圧サーボに一体的に構成されたドラム部材とハブ部材とを有してなり、前記ドラム部材が前記入力軸と連結され、前記ハブ部材が前記第1のクラッチの外周側を通して前記第3の回転要素と連結されて構成される。

請求の範囲第14項に係る本発明は、前記第2の回転要素に係止自在な第1のブレーキと、前記第3の回転要素に係止自在な第2のブレーキと、を有してなり、前記第1のブレーキを、前記第1のクラッチの外周側に配置し、前記第2のブレーキを、前記プラネタリギヤユニットの外周側に配置して構成される。

請求の範囲第15項に係る本発明は、前記第1のブレーキは、摩擦部材と該摩擦部材を押圧する油圧サーボとを有してなり、前記第1のブレーキの油圧サーボを、前記第1のクラッチの油圧サーボの径方向外周側にて、少なくとも一部が軸



方向にオーバーラップする位置に油圧サーボを設けてなり、前記第 1 のブレーキの摩擦部材を、ケース及び前記第 1 のクラッチのハブ部材に連結して構成される。

請求の範囲第 16 項に係る本発明は、前記第 2 のブレーキは、摩擦部材と該摩擦部材を押圧する油圧サーボとを有してなり、前記第 2 のブレーキの油圧サーボは、前記出力部材を回転自在に支持するように延材されたケース部材に設けられてなり、前記第 2 のブレーキの摩擦部材を、前記プラネタリギヤユニットの外周側に配置して構成される。

請求の範囲第 17 項に係る本発明は、前記プラネタリギヤの減速回転要素又は前記第 3 の係合要素と、前記プラネタリギヤユニットの第 1 の回転要素と、を連結する伝達部材は、前記出力部材の内周を通して互いに連結されて構成される。

請求の範囲第 18 項に係る本発明は、駆動車輪に回転を出力するディファレンシャル部と、該ディファレンシャル部に係合するカウンタシャフト部と、を有し、前記出力部材は、前記カウンタシャフト部に嚙合するカウンタギヤであるように構成される。

請求の範囲第 19 項に係る本発明は、縦軸に前記第 1、第 2、第 3 及び第 4 の回転要素のそれぞれの回転数を示すと共に、横軸に前記第 1、第 2、第 3 及び第 4 の回転要素のギヤ比に対応させて示してなる速度線図において、前記減速回転が入力される前記第 1 の回転要素を横方向最端部に位置し順に前記出力部材に連結された前記第 4 の回転要素、前記第 3 の回転要素、前記第 2 の回転要素に対応させて構成される。

請求の範囲第 20 項に係る本発明は、前記プラネタリギヤユニットは、第 1 のサンギヤと、該第 1 のサンギヤに嚙合するロングピニオンと、該ロングピニオンに嚙合するショートピニオンと、該ロングピニオン及び該ショートピニオンを回転支持するキャリアと、該ショートピニオンに嚙合する第 2 のサンギヤと、該ロングピニオンに嚙合するリングギヤと、により構成されるラビニヨ型プラネタリギヤであり、前記第 1 の回転要素は、前記減速回転出力手段の減速回転を入力し得る前記第 2 のサンギヤであり、前記第 2 の回転要素は、前記第 1 のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力し得、かつ第 1 のブレーキの係止により固

定自在な前記第 1 のサンギヤであり、前記第 3 の回転要素は、前記第 2 のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力し得、かつ第 2 のブレーキの係止により固定自在な前記キャリヤであり、前記第 4 の回転要素は、前記出力部材に連結される前記リングギヤであるように構成される。

請求の範囲第 2 1 項に係る本発明は、前進 1 速段の際に、前記第 1 の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第 2 のブレーキを係止し、前進 2 速段の際に、前記第 1 の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第 1 のブレーキを係止し、前進 3 速段の際に、前記第 1 の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第 1 のクラッチを係合し、前進 4 速段の際に、前記第 1 の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第 2 のクラッチを係合し、前進 5 速段の際に、前記第 1 のクラッチと前記第 2 のクラッチとを共に係合し、前進 6 速段の際に、前記第 2 のクラッチを係合すると共に、前記第 1 のブレーキを係止し、後進 1 速段の際に、前記第 1 のクラッチを係合すると共に、前記第 2 のブレーキを係止し、前進 6 速段、及び後進 1 速段を達成するように構成される。

#### 図面の簡単な説明

第 1 図は第 1 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 2 図は第 1 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 3 図は第 1 の実施の形態に係る自動変速機の世界速度線図、第 4 図は第 2 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 5 図は第 3 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 6 図は第 3 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 7 図は第 3 の実施の形態に係る自動変速機の世界速度線図、第 8 図は第 4 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 9 図は第 5 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 10 図は第 6 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 11 図は第 6 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 12 図は第 6 の実施の形態に係る自動変速機の世界速度線図である。

発明を実施するための最良の形態

<第1の実施の形態>

以下、本発明に係る第1の実施の形態について第1図乃至第3図に沿って説明する。第1図は第1の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第2図は第1の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第3図は第1の実施の形態に係る自動変速機の世界速度線図である。

本発明の第1の実施の形態に係る自動変速機は、第1図に示すような自動変速機構1<sub>1</sub>を有しており、特にFF（フロントエンジン、フロントドライブ）車輛に用いて好適であって、不図示のハウジングケース及びミッションケース3からなるケースを有しており、該ハウジングケース内に不図示のトルクコンバータ、該ミッションケース3内に自動変速機構1<sub>1</sub>、不図示のカウンタシャフト部（駆動車輪伝達機構）及びディファレンシャル部（駆動車輪伝達機構）が配置されている。

該トルクコンバータは、例えばエンジン（不図示）の出力軸と同軸上である自動変速機構1<sub>1</sub>の入力軸2を中心とした軸上に配置されており、該自動変速機構1<sub>1</sub>は、該エンジンの出力軸、即ち、該入力軸2を中心とした軸上に配置されている。また、上記カウンタシャフト部は、それら入力軸2と平行な軸上であるカウンタシャフト（不図示）上に配置されており、上記ディファレンシャル部は、該カウンタシャフトと平行な軸上に不図示の左右車軸を有する形で配置されている。

ついで、第1の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構1<sub>1</sub>について第1図に沿って説明する。第1図に示すように、自動変速機構1<sub>1</sub>は、入力軸2上に、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤ（減速回転出力手段、減速プラネタリギヤ）PRとを有している。該プラネタリギヤユニットPUは、4つの回転要素としてサンギヤS2（第2の回転要素）、キャリアCR2（第3の回転要素）、リングギヤR3（第4の回転要素）、及びサンギヤS3（第1の回転要素）を有し、該キャリアCR2に、側板に支持されてサンギヤS2及びリングギヤR3に嚙合するロングピニオンPLと、サンギヤS3に嚙合するショートピニオン

P Sとを、互いに嚙合する形で有している、いわゆるラビニヨ型プラネタリギヤである。また、上記プラネタリギヤP Rは、キャリアC R 1に、リングギヤR 1に嚙合するピニオンP b及びサンギヤS 1に嚙合するピニオンP aを互いに嚙合する形で有している、いわゆるダブルピニオンプラネタリギヤである。

上記入力軸2上には、ケース3の一端に延設され、該入力軸2上にスリーブ状に形成されているボス部3 aが設けられており、該ボス部3 a上には、油圧サーボ1 1、摩擦板7 1、クラッチドラムを形成するドラム状部材2 1と、を有する多板式クラッチC 1（減速回転出力手段、第3の係合要素、第3のクラッチ）が配置されている。

該油圧サーボ1 1は、摩擦板7 1を押圧するためのピストン部材bと、シリンダ部eを有するドラム状部材2 1と、該ピストン部材bと該シリンダ部eとの間にシールリングf, gによってシールされて形成される油室aと、該ピストン部材bを該油室aの方向に付勢するリターンスプリングcと、該リターンスプリングcの付勢を受け止めるリターンプレートdと、により構成されている。

なお、以下の説明において、各油圧サーボは、同様に油室a、ピストン部材b、リターンスプリングc、リターンプレートd、シリンダ部材e、シールリングf, gにより構成されているものとし、その説明を省略する。

該油圧サーボ1 1の油室aは、ボス部3 aの油路9 2に連通しており、該油路9 2は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ1 1は、ボス部3 a上に配置されているため、該ボス部3 aとドラム状部材2 1との間をシールする1対のシールリング8 0によって、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ1 1の油室aまでの油路が構成されている。

また、上記ボス部3 a上には、上記ドラム状部材2 1が回転自在に支持されており、該ドラム状部材2 1の先端部内周側には、クラッチC 1用油圧サーボ1 1によって係合自在となっているクラッチC 1の摩擦板7 1がスプライン係合する形で配置されている。該クラッチC 1の摩擦板7 1の内周側には、リングギヤR 1が形成されているハブ部材3 1がスプライン係合する形で配置されており、該ハブ部材3 1は、ボス部3 aに回転自在に支持されている。また、キャリアC R 1は、ピニオンP a及びピニオンP bを有しており、該ピニオンP bは上記リン

グギヤR 1に嚙合し、該ピニオンP aは、入力軸2に接続されたサンギヤS 1に嚙合している。該キャリヤCR 1は、側板を介してケース3のボス部3 aに固定されており、サンギヤS 1は入力軸2に接続されている。

そして、上記クラッチC 1の摩擦板7 1がスプライン係合しているドラム状部材2 1には、該クラッチC 1が係合した際にリングギヤR 1の回転を伝達する伝達部材（減速回転出力手段）3 0が接続されており、該伝達部材3 0の他方側には、上記プラネタリギヤユニットPUのサンギヤS 3が接続されている。

一方、入力軸2の他端上（図中左方）には、油圧サーボ1 3、摩擦板7 3、クラッチドラムを形成するドラム状部材2 5、ハブ部材2 6、を有する多板式クラッチC 3（第2のクラッチ）が配置されている。また、ケース3の、上記ボス部3 aとは反対側の他端に延設され、入力軸2上にスリーブ状に設けられているボス部3 b上には、油圧サーボ1 2、摩擦板7 2、クラッチドラムを形成するドラム状部材2 3、ハブ部材2 4、を有する多板式クラッチC 2（第1のクラッチ）が配置されている。更に、該クラッチC 2の外周側には、少なくとも一部が油圧サーボ1 2に対して軸方向にオーバーラップする油圧サーボ1 5、摩擦板7 5、を有する多板式ブレーキB 2が配置されている。

該油圧サーボ1 3の油室aは、上記入力軸2に形成されている油路2 bと連通しており、該油路2 bは、上記ボス部3 bの油路9 3に連通して、該油路9 3は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ1 3は、ケース3のボス部3 bと入力軸2との間をシールする1対のシールリング8 2によって、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ1 3の油室aまでの油路が構成されている。

上記油圧サーボ1 2の油室aは、上記ボス部3 bの油路9 4に連通しており、該油路9 4は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ1 2に対しては、ケース3のボス部3 bとドラム状部材2 3との間をシールする1対のシールリング8 3によって、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ1 2の油室aまでの油路が構成されている。

上記クラッチC 3のドラム状部材2 5は、入力軸2に接続されており、該ドラム状部材2 5の先端内周側には、クラッチC 3用油圧サーボ1 3によって係合自

在となっているクラッチC 3の摩擦板7 3がスプライン係合する形で配置されている。該クラッチC 3の摩擦板7 3の内周側には、ハブ部材2 6がスプライン係合する形で配置されており、該ハブ部材2 6は、キャリアCR 2に接続されている。

上記クラッチC 2のドラム状部材2 3は、入力軸2に接続されており、該ドラム状部材2 3の先端内周側には、クラッチC 2用油圧サーボ1 2によって係合自在となっているクラッチC 2の摩擦板7 2がスプライン係合する形で配置されている。該クラッチC 2の摩擦板7 2の内周側には、ハブ部材2 4がスプライン係合する形で配置されており、該ハブ部材2 4の外周側には、ブレーキB 2用油圧サーボ1 5によって係合自在となっているブレーキB 2の摩擦板7 5がスプライン係合する形で配置されている。そして、該ハブ部材2 4は、サンギヤS 2に接続されている。

一方、プラネタリギヤユニットPUの外周側には、油圧サーボ1 4、摩擦板7 4、ハブ部材2 8を有する多板式ブレーキB 1が配置されている。該油圧サーボ1 4は、後述のカウンタギヤ5を回転自在に支持するケース3から延設された部材に設けられている。また、上記プラネタリギヤユニットPUのキャリアCR 2の側板には、上記ブレーキB 1の摩擦板7 4がスプライン係合している形のハブ部材2 8が接続されており、該ハブ部材2 8にはワンウェイクラッチF 1のインターレースが接続されている。該キャリアCR 2のショートピニオンPSにはサンギヤS 3が噛合しており、該キャリアCR 2のロングピニオンPLには、上記サンギヤS 2及びリングギヤR 3が噛合している。そして、該リングギヤR 3の一端には連結部材2 7が接続されて、該リングギヤR 3が該連結部材2 7を介してカウンタギヤ（出力部材）5に連結されている。

以上説明したように、プラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側にプラネタリギヤPR及びクラッチC 1が配置されていると共に、軸方向他方側にクラッチC 2及びクラッチC 3が配置されている。また、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの軸方向における間には、カウンタギヤ5が配置されている。また、ブレーキB 2はクラッチC 2の外周側に、ブレーキB 1はプラネタリギヤユニットPUの外周側に、それぞれ配置されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構 1<sub>1</sub>の作用について第 1 図、第 2 図及び第 3 図に沿って説明する。なお、第 3 図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニット P U の部分において、横方向最端部（第 3 図中右方側）の縦軸はサンギヤ S 3 に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤ R 3、キャリア C R 2、サンギヤ S 2 に対応している。更に、該速度線図のプラネタリギヤ P R の部分において、横方向最端部（第 3 図中右方側）の縦軸はサンギヤ S 1 に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤ R 1、キャリア C R 1 に対応している。また、それら縦軸の間隔は、それぞれのサンギヤ S 1、S 2、S 3 の歯数の逆数、及びそれぞれのリングギヤ R 1、R 3 の歯数の逆数に比例している。そして、図中横軸方向の破線は伝達部材 3 0 により回転が伝達されることを示している。

第 1 図に示すように、上記サンギヤ S 2 には、クラッチ C 2 が係合することにより入力軸 2 の回転が入力されると共に、該サンギヤ S 2 は、ブレーキ B 2 の係止により回転が固定自在となっている。上記キャリア C R 2 には、クラッチ C 3 が係合することにより入力軸 2 の回転が入力されると共に、該キャリア C R 2 は、ブレーキ B 2 の係止により回転が固定自在となっており、また、ワンウェイクラッチ F 3 により一方向の回転が規制されている。

一方、上記サンギヤ S 1 は、入力軸 2 に接続されており、該入力軸 2 の回転が入力され、また、上記キャリア C R 1 はケース 3 に接続されて、回転が固定されており、それによってリングギヤ R 1 は減速回転する。また、クラッチ C 1 が係合することにより、該リングギヤ R 1 の減速回転がサンギヤ S 3 に入力される。そして、上記リングギヤ R 3 の回転は、上記カウンタギヤ 5 に出力され、該カウンタギヤ 5、不図示のカウンタシャフト部及びディファレンシャル部を介して不図示の駆動車輪に出力される。

D（ドライブ）レンジにおける前進 1 速段では、第 2 図に示すように、クラッチ C 1 及びワンウェイクラッチ F 1 が係合される。すると、第 3 図に示すように、クラッチ C 1、伝達部材 3 0 を介してリングギヤ R 1 の減速回転がサンギヤ S 3 に入力される。また、ワンウェイクラッチ F 1 によりキャリア C R 2 の回転が

一方向（正転回転方向）に規制されて、つまりキャリアCR 2の逆転回転が防止されて固定された状態になる。そして、サンギヤS 3に入力された減速回転と、固定されたキャリアCR 2とにより、リングギヤR 3が前進1速段としての正転回転となり、その回転がカウンタギヤ5から出力される。

なお、エンジンプレーキ時（コースト時）には、ブレーキB 1を係止してキャリアCR 2を固定し、該キャリアCR 2の正転回転を防止する形で、上記前進1速段の状態を維持する。また、該前進1速段では、ワンウェイクラッチF 1によりキャリアCR 2の逆転回転を防止し、かつ正転回転を可能にするので、例えば非走行レンジから走行レンジに切替えた際の前進1速段の達成を、ワンウェイクラッチの自動係合により滑らかに行うことができる。なお、この際、サンギヤS 3及びリングギヤR 1は減速回転しているので、上記伝達部材30は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進2速段では、第2図に示すように、クラッチC 1が係合され、ブレーキB 2が係止される。すると、第3図に示すように、クラッチC 1、伝達部材30を介してリングギヤR 1の減速回転がサンギヤS 3に入力されると共に、サンギヤS 2の回転がブレーキB 2により固定される。それにより、キャリアCR 2が僅かに減速回転し、サンギヤS 3に入力された減速回転と、該僅かな減速回転のキャリアCR 2とにより、リングギヤR 3が前進2速段としての正転回転となり、その回転がカウンタギヤ5から出力される。なお、この際も、サンギヤS 3及びリングギヤR 1は減速回転しているので、上記伝達部材30は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進3速段では、第2図に示すように、クラッチC 1及びクラッチC 2が係合される。すると、第3図に示すように、クラッチC 1、伝達部材30を介してリングギヤR 1の減速回転がサンギヤS 3に入力されると共に、クラッチC 2の係合によりサンギヤS 2に入力軸2の回転が入力される。すると、サンギヤS 2に入力された入力軸2の回転と、サンギヤS 3の減速回転とにより、キャリアCR 2が、該サンギヤS 3の減速回転より僅かに大きな減速回転となる。そして、サンギヤS 2の入力回転と、サンギヤS 3の減速回転とにより、リングギヤR 3が前進3速段としての正転回転となり、その回転が



カウンタギヤ5から出力される。なお、この際も、サンギヤS3及びリングギヤR1は減速回転しているので、上記伝達部材30は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進4速段では、第2図に示すように、クラッチC1及びクラッチC3が係合される。すると、第3図に示すように、クラッチC1、伝達部材30を介してリングギヤR1の減速回転がサンギヤS3に入力されると共に、クラッチC3を介してキャリアCR2に入力軸2の回転が入力される。そして、キャリアCR2に入力された入力軸2の回転と、サンギヤS3の減速回転とにより、リングギヤR3が前進4速段としての正転回転となり、その回転がカウンタギヤ5から出力される。なお、この際も、サンギヤS3及びリングギヤR1は減速回転しているので、上記伝達部材30は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進5速段では、第2図に示すように、クラッチC2及びクラッチC3が係合される。すると、第3図に示すように、クラッチC3を介してキャリアCR2に入力軸2の回転が入力されると共に、クラッチC2を介してサンギヤS2に入力軸2の回転が入力される。そして、サンギヤS2に入力された入力軸2の回転と、キャリアCR2に入力された入力軸2の回転とにより、つまりリングギヤR3が直結回転の状態となって、前進5速段として入力軸2と同回転の正転回転となり、その回転がカウンタギヤ5から出力される。

D（ドライブ）レンジにおける前進6速段では、第2図に示すように、クラッチC3が係合され、ブレーキB2が係止される。すると、第3図に示すように、クラッチC3を介してキャリアCR2に入力軸2の回転が入力されると共に、ブレーキB2の係止によりサンギヤS2の回転が固定される。そして、キャリアCR2に入力された入力軸2の回転と、固定されたサンギヤS2とにより、リングギヤR3が前進6速段としての増速回転となり、その回転がカウンタギヤ5から出力される。

R（リバース）レンジにおける後進1速段では、第2図に示すように、クラッチC2が係合され、ブレーキB1が係止される。すると、第3図に示すように、クラッチC2の係合によりサンギヤS2に入力軸2の回転が入力されると共に、

ブレーキB 1の係止によりキャリアC R 2の回転が固定される。そして、サンギヤS 2に入力された入力軸2の回転と、固定されたキャリアC R 2とにより、リングギヤR 3が後進1速段としての逆転回転となり、その回転がカウンタギヤ5から出力される。

P（パーキング）レンジ及びN（ニュートラル）レンジでは、特にクラッチC 1、クラッチC 2及びクラッチC 3が解放されており、入力軸2とカウンタギヤ5との間の動力伝達が切断状態であって、自動変速機構1<sub>1</sub>全体としては空転状態（ニュートラル状態）となる。

以上のように、本発明に係る自動変速機構1<sub>1</sub>によると、プラネタリギヤP R及びクラッチC 1をプラネタリギヤユニットP Uの軸方向一方側に配置し、クラッチC 2及びクラッチC 3をプラネタリギヤユニットP Uの軸方向他方側に配置したので、前進5速段の際に、いわゆる直結状態となるような前進6速段及び後進1速段を達成する自動変速機を提供できるものでありながら、例えばプラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとの間にクラッチC 2やクラッチC 3を配置する場合に比して、プラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材30を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、クラッチC 1をプラネタリギヤユニットP Uの軸方向一方側に配置し、クラッチC 2及びクラッチC 3をプラネタリギヤユニットP Uの軸方向他方側に配置したので、例えば3つのクラッチC 1、C 2、C 3をプラネタリギヤユニットP Uの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチC 1、C 2、C 3の油圧サーボ11、12、13に供給する油路（例えば2b、92、93、94）の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ13は入力軸2上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング82で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2bに油を供給

することで、例えば入力軸 2 との油圧サーボ 1 3 との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ 1 3 の油室 a に油を供給することができる。更に、油圧サーボ 1 1, 1 2 は、それぞれケース 3 から延設されたボス部 3 a, 3 b から、例えば他の部材を介すことなく、油を供給することができ、即ち、1 対のシールリング 8 0, 8 3 をそれぞれ設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ 1 1, 1 2, 1 3 には、それぞれ 1 対のシールリング 8 2, 8 0, 8 3 を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチ C 2 は、後進 1 速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチ C 2 が後進 1 速段で係合された際に、伝達部材 3 0 が逆転回転することになり、一方で該クラッチ C 2 の係合により該クラッチ C 2 とサンギヤ S 2 とを接続するハブ部材 2 4 が入力軸 2 の回転と同じになる場合が生じ、伝達部材 3 0 とハブ部材 2 4 との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチ C 2 はプラネタリギヤユニット P U を介してプラネタリギヤ P R の反対側に位置するため、つまり伝達部材 3 0 とハブ部材 2 4 とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

更に、プラネタリギヤユニット P U とプラネタリギヤ P R との軸方向における間にカウンタギヤ 5 を配置するので、カウンタギヤ 5 を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輻に搭載する際に、カウンタギヤ 5 を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特に F F 車輻であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輻の搭載性を向上することができる。

また、本実施の形態の自動変速機構 1<sub>1</sub> は、前進 5 速段において直結状態となる変速機構であり、前進 1 速段ないし前進 4 速段でのギヤ比の幅を細かく設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、低中車速で走行する

車輛において、エンジンをより良い回転数で 사용할 ことができ、低中速走行での燃費の向上を図ることができる。

#### ＜第 2 の実施の形態＞

以下、第 1 の実施の形態を一部変更した第 2 の実施の形態について第 4 図に沿って説明する。第 4 図は第 2 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。なお、第 2 の実施の形態は、一部変更を除き、第 1 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第 4 図に示すように、第 2 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構 1<sub>2</sub> は、第 1 の実施の形態の自動変速機構 1<sub>1</sub> に対して（第 1 図参照）、入力側と出力側とを逆にしたものである。また、前進 1 速段乃至前進 6 速段、及び後進 1 速段において、その作用は同様のものとなる（第 2 図及び第 3 図参照）。

これにより第 1 の実施の形態と同様に、本発明に係る自動変速機構 1<sub>2</sub> によると、プラネタリギヤ P R 及びクラッチ C 1 をプラネタリギヤユニット P U の軸方向一方側に配置し、クラッチ C 2 及びクラッチ C 3 をプラネタリギヤユニット P U の軸方向他方側に配置したので、前進 5 速段の際に、いわゆる直結状態となるような前進 6 速段及び後進 1 速段を達成する自動変速機を提供できるものでありながら、例えばプラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U との間にクラッチ C 2 やクラッチ C 3 を配置する場合に比して、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材 3 0 を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、クラッチ C 1 をプラネタリギヤユニット P U の軸方向一方側に配置し、クラッチ C 2 及びクラッチ C 3 をプラネタリギヤユニット P U の軸方向他方側に配置したので、例えば 3 つのクラッチ C 1, C 2, C 3 をプラネタリギヤユニット P U の一方側に配置する場合に比して、それらクラッチ C 1, C 2, C 3 の油圧サーボ 1 1, 1 2, 1 3 に供給する油路（例えば 2 b, 9 2, 9 3, 9 4）の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ること

ができる。

また、油圧サーボ 1 3 は入力軸 2 上に設けられているので、ケース 3 から 1 対のシールリング 8 2 で漏れ止めして入力軸 2 内に設けられた油路 2 b に油を供給することで、例えば入力軸 2 との油圧サーボ 1 3 との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ 1 3 の油室 a に油を供給することができる。更に、油圧サーボ 1 1, 1 2 は、それぞれケース 3 から延設されたボス部 3 a, 3 b から、例えば他の部材を介すことなく、油を供給することができ、即ち、1 対のシールリング 8 0, 8 3 をそれぞれ設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ 1 1, 1 2, 1 3 には、それぞれ 1 対のシールリング 8 2, 8 0, 8 3 を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチ C 2 は、後進 1 速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチ C 2 が後進 1 速段で係合された際に、伝達部材 3 0 が逆転回転することになり、一方で該クラッチ C 2 の係合により該クラッチ C 2 とサンギヤ S 2 とを接続するハブ部材 2 4 が入力軸 2 の回転と同じになる場合が生じ、伝達部材 3 0 とハブ部材 2 4 との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチ C 2 はプラネタリギヤユニット P U を介してプラネタリギヤ P R の反対側に位置するため、つまり伝達部材 3 0 とハブ部材 2 4 とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

更に、プラネタリギヤユニット P U とプラネタリギヤ P R との軸方向における間にカウンタギヤ 5 を配置するので、カウンタギヤ 5 を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輻に搭載する際に、カウンタギヤ 5 を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特に F F 車輻であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輻の搭載性を向上することができる。

また、本実施の形態の自動変速機構 1<sub>2</sub>は、前進 5 速段において直結状態となる変速機構であり、前進 1 速段ないし前進 4 速段でのギヤ比の幅を細かく設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、低中車速で走行する車輻において、エンジンをより良い回転数で使用することができ、低中速走行での燃費の向上を図ることができる。

### ＜第 3 の実施の形態＞

以下、第 1 の実施の形態を一部変更した第 3 の実施の形態について第 5 図乃至第 7 図に沿って説明する。第 5 図は第 3 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 6 図は第 3 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 7 図は第 3 の実施の形態に係る自動変速機の世界線図である。なお、第 3 の実施の形態は、変更部分を除き、第 1 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第 5 図に示すように、第 3 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構 1<sub>3</sub>は、第 1 の実施の形態の自動変速機構 1<sub>1</sub>に対して（第 1 図参照）、プラネタリギヤ P R とクラッチ C 1 との配置を変更し、また、クラッチ C 1 の油圧サーボ 1 1 の油路の構成を変更したものである。

該自動変速機構 1<sub>3</sub>において、クラッチ C 1 は、プラネタリギヤ P R の、プラネタリギヤユニット P U とは反対側（図中右方側）に配置されている。該クラッチ C 1 のドラム状部材 2 1 の先端部内周側は、摩擦板 7 1 にスプライン係合しており、該摩擦板 7 1 の内周側には、ハブ部材 2 2 がスプライン係合している。ドラム状部材 2 1 は、入力軸 2 に接続されており、ハブ部材 2 2 は、プラネタリギヤ P R のサンギヤ S 1 に接続されている。該プラネタリギヤ P R のキャリヤ C R 1 は、その側板がケース 3 に固定支持されている。そして、リングギヤ R 1 には伝達部材 3 0 が接続されており、該伝達部材 3 0 がサンギヤ S 3 に接続されている。つまり、リングギヤ R 1 とサンギヤ S 3 とは、その間にクラッチが介在してなく、常時接続されており、常時回転が伝達される状態となっている。

また、油圧サーボ 1 1 の油室は、入力軸 2 に形成されている油路 2 a に連通しており、該油路 2 a は、ケース 3 の一端に延設され、入力軸 2 上にスリーブ状に設けられているボス部 3 a の油路 9 1 に連通して、該油路 9 1 は、不図示の油圧

制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 11 に対しては、ケース 3 のボス部 3a と入力軸 2 との間をシールする 1 対のシールリング 81 を設けるだけで、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ 11 の油室までの油路が構成されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構 1<sub>3</sub> の作用について第 5 図、第 6 図及び第 7 図に沿って説明する。なお、上記第 1 の実施の形態と同様に、第 7 図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニット P U の部分において、横方向最端部（第 7 図中右方側）の縦軸はサンギヤ S 3 に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤ R 3、キャリア CR 2、サンギヤ S 2 に対応している。更に、該速度線図のプラネタリギヤ P R の部分において、横方向最端部（第 7 図中右方側）の縦軸はサンギヤ S 1 に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤ R 1、キャリア CR 1 に対応している。また、それら縦軸の間隔は、それぞれのサンギヤ S 1、S 2、S 3 の歯数の逆数、及びそれぞれのリングギヤ R 1、R 3 の歯数の逆数に比例している。そして、図中横軸方向の破線は伝達部材 30 により回転が伝達されることを示している。

第 5 図に示すように、クラッチ C 1 が係合することにより上記サンギヤ S 1 には、入力軸 2 の回転が入力される。また、上記キャリア CR 1 は、ケース 3 に対して回転が固定されており、上記リングギヤ R 1 は、該サンギヤ S 1 に入力される入力軸 2 の回転に基づき減速回転する。つまりサンギヤ S 3 には、クラッチ C 1 が係合することにより、伝達部材 30 を介してリングギヤ R 1 の減速回転が入力される。

すると、第 6 図及び第 7 図に示すように、プラネタリギヤ P R において、前進 1 速段、前進 2 速段、前進 3 速段、前進 4 速段では、クラッチ C 1 が係合されることにより入力軸 2 の回転がサンギヤ S 1 に入力され、固定されたキャリア CR 1 によりリングギヤ R 3 に減速回転が出力されて、伝達部材 30 を介してサンギヤ S 3 に減速回転が入力される。この際、リングギヤ R 1 及びサンギヤ S 3 は減速回転しているので、上記伝達部材 30 は、比較的大きなトルク伝達を行っている。一方、前進 5 速段、前進 6 速段、後進 1 速段では、伝達部材 30 を介してサ

ンギヤS 3の回転がリングギヤR 1に入力され、クラッチC 1が解放されているため、第7図に示すように、サンギヤS 1が、該リングギヤR 1のそれぞれ変速段における回転と固定されたキャリヤC R 1とに基づき回転する。

なお、上記プラネタリギヤP R以外の作用については、上述した第1の実施の形態と同様であるので（第2図及び第3図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構1<sub>3</sub>によると、プラネタリギヤP R及びクラッチC 1をプラネタリギヤユニットP Uの軸方向一方側に配置し、クラッチC 2及びクラッチC 3をプラネタリギヤユニットP Uの軸方向他方側に配置したので、前進5速段の際に、いわゆる直結状態となるような前進6速段及び後進1速段を達成する自動変速機を提供できるものでありながら、例えばプラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとの間にクラッチC 2やクラッチC 3を配置する場合に比して、プラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材30を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、クラッチC 1をプラネタリギヤユニットP Uの軸方向一方側に配置し、クラッチC 2及びクラッチC 3をプラネタリギヤユニットP Uの軸方向他方側に配置したので、例えば3つのクラッチC 1、C 2、C 3をプラネタリギヤユニットP Uの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチC 1、C 2、C 3の油圧サーボ11、12、13に供給する油路（例えば2a、2b、91、93、94）の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ11、13は入力軸2上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング81、82で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2a、2bに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ11、13との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ11、13の油室に油を供給することができる。更に、油圧サーボ12は、ケース3から延設されたボス部3b



から、例えば他の部材を介することなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング83を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ11, 12, 13には、それぞれ1対のシールリング81, 82, 83を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチC2は、後進1速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチC2が後進1速段で係合された際に、伝達部材30が逆転回転することになり、一方で該クラッチC2の係合により該クラッチC2とサンギヤS2とを接続するハブ部材24が入力軸2の回転と同じになる場合が生じ、伝達部材30とハブ部材24との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチC2はプラネタリギヤユニットPUを介してプラネタリギヤPRの反対側に位置するため、つまり伝達部材30とハブ部材24とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

更に、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤPRとの軸方向における間にカウンタギヤ5を配置するので、カウンタギヤ5を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輻に搭載する際に、カウンタギヤ5を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特にFF車輻であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輻の搭載性を向上することができる。

また、本実施の形態の自動変速機構13は、前進5速段において直結状態となる変速機構であり、前進1速段ないし前進4速段でのギヤ比の幅を細かく設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、低中車速で走行する車輻において、エンジンをより良い回転数で使うことができ、低中速走行での燃費の向上を図ることができる。

ところで、上述のような問題を解決するものとして、特開平8-68456号公報に開示されたようなものが提案されている。しかしながら、該公報のものは

、減速プラネタリギヤの減速回転を、プラネタリギヤユニットの回転要素に伝達する経路上にクラッチを配置した構成となっており、該減速回転を伝達する経路は大きなトルクが入力される経路であるため、該クラッチやトルク伝達する部材などをその大きなトルクに耐え得るように構成する必要がある。また、この減速回転を伝達する経路は、例えば前進 6 速段の際に高速回転する部分であるため、上記公報のもののように、クラッチのドラムがプラネタリギヤユニットの回転要素に連結されるような構成にすると、高速回転による遠心力により、ドラム部材が変心して該クラッチの係合・解放の際の制御性が損なわれてしまう。そこで本実施の形態においては、プラネタリギヤユニットの回転要素の高速回転時にも、減速回転出力手段としてのクラッチの制御性を損なうことがない自動変速機を提供することを目的としている。

即ち、本実施の形態に係る自動変速機構 1<sub>3</sub>によると、クラッチ C 1 が入力軸 2 とサンギヤ S 1 とを係脱自在に連結するものであるので、クラッチ C 1 が例えばリングギヤ R 1 とサンギヤ S 3 とを係脱自在にするものに比して、クラッチ C 1 にかかる負荷を低減することができ、クラッチ C 1 の制御性を損なうことを防ぐことができ、また、クラッチ C 1 のコンパクト化も図ることができる。

また、クラッチ C 1 のドラム状部材 2 1 を入力軸 2 に、ハブ部材 2 2 をプラネタリギヤ P R のサンギヤ S 1 に連結したので、ドラム状部材 2 1 よりも径の小さいハブ部材 2 2 に例えば前進 6 速段の際に高速回転するサンギヤ S 1 を連結することができ、ドラム状部材にサンギヤ S 1 を連結する場合に比して遠心力を低減することができ、クラッチ C 1 の係合・解放時の制御性の低下を防止することができる。

#### <第 4 の実施の形態>

以下、第 3 の実施の形態を一部変更した第 4 の実施の形態について第 8 図に沿って説明する。第 8 図は第 4 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。なお、第 4 の実施の形態は、一部変更を除き、第 3 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第 8 図に示すように、第 4 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構 1<sub>4</sub>は、第 3 の実施の形態の自動変速機構 1<sub>3</sub>に対して（第 5 図参照）、プラネタリ

ギヤPRと、クラッチC1との配置を変更したものである。

該自動変速機構1<sub>4</sub>において、クラッチC1は、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの軸方向における間、詳細にはプラネタリギヤPRとカウンタギヤ5との間に配置されている。

入力軸2の一端上（図中右方側）には、ドラム状部材21が接続されており、該ドラム状部材21の先端部内周側には、クラッチC1用油圧サーボ11によって係合自在となっているクラッチC1の摩擦板71がスプライン係合する形で配置されている。該クラッチC1の摩擦板71の内周側には、ハブ部材22がスプライン係合する形で配置されており、該ハブ部材22は、プラネタリギヤPRのサンギヤS1に接続されている。

該プラネタリギヤPRのキャリアCR1は、ピニオンPa及びピニオンPbを有しており、該ピニオンPbはリングギヤR1に噛合し、該ピニオンPaは、上記ハブ部材22に接続されたサンギヤS1に噛合している。該キャリアCR1は、側板を介してケース3に固定されており、リングギヤR1は伝達部材30が接続されている。そして、該伝達部材30の他方側には、上記プラネタリギヤユニットPUのサンギヤS3が接続されている。

また、該クラッチC1の油圧サーボ11の油室aは、入力軸2の油路2aに連通しており、該油路2aは、ボス部3aの油路91を介して不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ11は、入力軸2上に配置されているため、該ボス部3aと入力軸2との間をシールする1対のシールリング81によって、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ11の油室aまでの油路が構成されている。

以上の構成に基づく自動変速機構1<sub>4</sub>の作用は、第3の実施の形態と同様であるので（第6図及び第7図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構1<sub>4</sub>によると、プラネタリギヤPR及びクラッチC1をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC2及びクラッチC3をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、前進5速段の際に、いわゆる直結状態となるような前進6速段及び後進1速段を達成する自動変速機を提供できるものでありながら、例えばプラネタ

リギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間にクラッチC2やクラッチC3を配置する場合に比して、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材30を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、クラッチC1をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC2及びクラッチC3をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、例えば3つのクラッチC1、C2、C3をプラネタリギヤユニットPUの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチC1、C2、C3の油圧サーボ11、12、13に供給する油路（例えば2a、2b、91、93、94）の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ11、13は入力軸2上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング81、82で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2a、2bに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ11、13との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ11、13の油室に油を供給することができる。更に、油圧サーボ12は、ケース3から延設されたボス部3bから、例えば他の部材を介すことなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング83を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ11、12、13には、それぞれ1対のシールリング81、82、83を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチC2は、後進1速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチC2が後進1速段で係合された際に、伝達部材30が逆転回転することになり、一方で該クラッチC2の係合により該クラッチC2とサンギヤS2とを接続するハブ部材24が入力軸2の回転と同じになる場合が生じ、伝達部材30とハブ部材24との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチC2はプラネタ

リギヤユニットPUを介してプラネタリギヤPRの反対側に位置するため、つまり伝達部材30とハブ部材24とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

更に、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤPRとの軸方向における間にカウンタギヤ5を配置するので、カウンタギヤ5を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輻に搭載する際に、カウンタギヤ5を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特にFF車輻であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輻の搭載性を向上することができる。

また、本実施の形態の自動変速機構1<sub>4</sub>は、前進5速段において直結状態となる変速機構であり、前進1速段ないし前進4速段でのギヤ比の幅を細かく設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、低中車速で走行する車輻において、エンジンをより良い回転数で使用することができ、低中速走行での燃費の向上を図ることができる。

ところで、上述のような問題を解決するものとして、特開平8-68456号公報に開示されたようなものが提案されている。しかしながら、該公報のものは、減速プラネタリギヤの減速回転を、プラネタリギヤユニットの回転要素に伝達する経路上にクラッチを配置した構成となっており、該減速回転を伝達する経路は大きなトルクが入力される経路であるため、該クラッチやトルク伝達する部材などをその大きなトルクに耐え得るように構成する必要がある。また、この減速回転を伝達する経路は、例えば前進6速段の際に高速回転する部分であるため、上記公報のもののように、クラッチのドラムがプラネタリギヤユニットの回転要素に連結されるような構成にすると、高速回転による遠心力により、ドラム部材が変心して該クラッチの係合・解放の際の制御性が損なわれてしまう。そこで本実施の形態においては、プラネタリギヤユニットの回転要素の高速回転時にも、減速回転出力手段としてのクラッチの制御性を損なうことがない自動変速機を提

供することを目的としている。

即ち、本実施の形態に係る自動変速機構 1<sub>4</sub>によると、クラッチ C 1 が入力軸 2 とサンギヤ S 1 とを係脱自在に連結するものであるので、クラッチ C 1 が例えばリングギヤ R 1 とサンギヤ S 3 とを係脱自在にするものに比して、クラッチ C 1 にかかる負荷を低減することができ、クラッチ C 1 の制御性を損なうことを防ぐことができ、また、クラッチ C 1 のコンパクト化も図ることができる。

また、クラッチ C 1 のドラム状部材 2 1 を入力軸 2 に、ハブ部材 2 2 をプラネタリギヤ P R のサンギヤ S 1 に連結したので、ドラム状部材 2 1 よりも径の小さいハブ部材 2 2 に例えば前進 6 速段の際に高速回転するサンギヤ S 1 を連結することができ、ドラム状部材にサンギヤ S 1 を連結する場合に比して遠心力を低減することができ、クラッチ C 1 の係合・解放時の制御性の低下を防止することができる。

#### <第 5 の実施の形態>

以下、第 3 の実施の形態を一部変更した第 5 の実施の形態について第 9 図に沿って説明する。第 9 図は第 5 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。なお、第 5 の実施の形態は、一部変更を除き、第 3 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第 9 図に示すように、第 5 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構 1<sub>5</sub> は、第 3 の実施の形態の自動変速機構 1<sub>3</sub> に対して（第 5 図参照）、クラッチ C 1 を、入力軸 2 上ではなく、ボス部 3 a 上に配置したものである。

該自動変速機構 1<sub>5</sub> において、クラッチ C 1 は、プラネタリギヤ P R の、プラネタリギヤユニット P U とは反対側（図中右方側）に配置されている。該クラッチ C 1 のドラム状部材 2 1 は、ケース 3 より延設されたボス部 3 a 上に回転自在に支持されて配置されていると共に、該ドラム状部材 2 1 の内周部先端が入力軸 2 に接続されている。また、該クラッチ C 1 のドラム状部材 2 1 の先端部内周側は、摩擦板 7 1 にスプライン係合しており、該摩擦板 7 1 の内周側には、プラネタリギヤ P R のサンギヤ S 1 に接続されているハブ部材 2 2 がスプライン係合している。

プラネタリギヤ P R のキャリア C R 1 は、ピニオン P a 及びピニオン P b を有

しており、該ピニオンP bはリングギヤR 1に噛合し、該ピニオンP aは、上記ハブ部材2 2に接続されたサンギヤS 1に噛合している。該キャリアC R 1は、側板を介してケース3に固定されており、リングギヤR 1は伝達部材3 0が接続されている。そして、該伝達部材3 0の他方側には、上記プラネタリギヤユニットP UのサンギヤS 3が接続されている。

また、該クラッチC 1の油圧サーボ1 1の油室aは、ボス部3 aの油路9 1に連通しており、該油路9 1は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ1 1は、ボス部3 a上に配置されているため、該ボス部3 aと油圧サーボ1 1との間をシールする1対のシールリング8 1によって、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ1 1の油室aまでの油路が構成されている。

以上の構成に基づく自動変速機構1<sub>5</sub>の作用は、第3の実施の形態と同様であるので（第6図及び第7図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構1<sub>5</sub>によると、プラネタリギヤP R及びクラッチC 1をプラネタリギヤユニットP Uの軸方向一方側に配置し、クラッチC 2及びクラッチC 3をプラネタリギヤユニットP Uの軸方向他方側に配置したので、前進5速段の際に、いわゆる直結状態となるような前進6速段及び後進1速段を達成する自動変速機を提供できるものでありながら、例えばプラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとの間にクラッチC 2やクラッチC 3を配置する場合に比して、プラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材3 0を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、クラッチC 1をプラネタリギヤユニットP Uの軸方向一方側に配置し、クラッチC 2及びクラッチC 3をプラネタリギヤユニットP Uの軸方向他方側に配置したので、例えば3つのクラッチC 1, C 2, C 3をプラネタリギヤユニットP Uの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチC 1, C 2, C 3の油圧サーボ1 1, 1 2, 1 3に供給する油路（例えば2 a, 2 b, 9 1, 9 3, 9

4) の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ 1 3 は入力軸 2 上に設けられているので、ケース 3 から 1 対のシールリング 8 2 で漏れ止めして入力軸 2 内に設けられた油路 2 b に油を供給することで、例えば入力軸 2 との油圧サーボ 1 3 との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ 1 3 の油室に油を供給することができる。更に、油圧サーボ 1 1, 1 2 は、ケース 3 から延設されたボス部 3 a, 3 b から、例えば他の部材を介すことなく、油を供給することができ、即ち、1 それぞれ対のシールリング 8 1, 8 3 を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ 1 1, 1 2, 1 3 には、それぞれ 1 対のシールリング 8 1, 8 2, 8 3 を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチ C 2 は、後進 1 速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチ C 2 が後進 1 速段で係合された際に、伝達部材 3 0 が逆転回転することになり、一方で該クラッチ C 2 の係合により該クラッチ C 2 とサンギヤ S 2 とを接続するハブ部材 2 4 が入力軸 2 の回転と同じになる場合が生じ、伝達部材 3 0 とハブ部材 2 4 との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチ C 2 はプラネタリギヤユニット P U を介してプラネタリギヤ P R の反対側に位置するため、つまり伝達部材 3 0 とハブ部材 2 4 とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

更に、プラネタリギヤユニット P U とプラネタリギヤ P R との軸方向における間にカウンタギヤ 5 を配置するので、カウンタギヤ 5 を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輛に搭載する際に、カウンタギヤ 5 を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特に F F 車輛であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輛の搭載性を向上することができる。



また、本実施の形態の自動変速機構 1<sub>5</sub>は、前進 5 速段において直結状態となる変速機構であり、前進 1 速段ないし前進 4 速段でのギヤ比の幅を細かく設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、低中車速で走行する車輻において、エンジンをより良い回転数で使用することができ、低中速走行での燃費の向上を図ることができる。

ところで、上述のような問題を解決するものとして、特開平 8-68456 号公報に開示されたようなものが提案されている。しかしながら、該公報のものは、減速プラネタリギヤの減速回転を、プラネタリギヤユニットの回転要素に伝達する経路上にクラッチを配置した構成となっており、該減速回転を伝達する経路は大きなトルクが入力される経路であるため、該クラッチやトルク伝達する部材などをその大きなトルクに耐え得るように構成する必要がある。また、この減速回転を伝達する経路は、例えば前進 6 速段の際に高速回転する部分であるため、上記公報のもののように、クラッチのドラムがプラネタリギヤユニットの回転要素に連結されるような構成にすると、高速回転による遠心力により、ドラム部材が変心して該クラッチの係合・解放の際の制御性が損なわれてしまう。そこで本実施の形態においては、プラネタリギヤユニットの回転要素の高速回転時にも、減速回転出力手段としてのクラッチの制御性を損なうことがない自動変速機を提供することを目的としている。

即ち、本実施の形態に係る自動変速機構 1<sub>5</sub>によると、クラッチ C 1 が入力軸 2 とサンギヤ S 1 とを係脱自在に連結するものであるので、クラッチ C 1 が例えばリングギヤ R 1 とサンギヤ S 3 とを係脱自在にするものに比して、クラッチ C 1 にかかる負荷を低減することができ、クラッチ C 1 の制御性を損なうことを防ぐことができ、また、クラッチ C 1 のコンパクト化も図ることができる。

また、このクラッチ C 1 を油圧制御装置からの油路 9 1 が形成されるボス部 3 a 上に配置したので、例えば該クラッチ C 1 を入力軸 2 上に配置した場合に比して（第 5 図参照）、自動変速機 1<sub>5</sub>を軸方向にコンパクト化することができる。

また、クラッチ C 1 のドラム状部材 2 1 を入力軸 2 に、ハブ部材 2 2 をプラネタリギヤ P R のサンギヤ S 1 に連結したので、ドラム状部材 2 1 よりも径の小さいハブ部材 2 2 に例えば前進 6 速段の際に高速回転するサンギヤ S 1 を連結する

ことができ、ドラム状部材にサンギヤS 1を連結する場合に比して遠心力を低減することができ、クラッチC 1の係合・解放時の制御性の低下を防止することができる。

#### ＜第6の実施の形態＞

以下、第1の実施の形態を一部変更した第6の実施の形態について第10図乃至第12図に沿って説明する。第10図は第6の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第11図は第6の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第12図は第6の実施の形態に係る自動変速機の世界線図である。なお、第6の実施の形態は、変更部分を除き、第1の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第10図に示すように、第6の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構1<sub>6</sub>は、第1の実施の形態の自動変速機構1<sub>1</sub>に対して（第1図参照）、クラッチC 1の代わりにブレーキB 3（減速回転出力手段、第3の係合要素、第3のブレーキ）を配置し、プラネタリギヤPRのキャリアCR 1をブレーキB 3により固定自在となるように変更したものである。

該自動変速機構1<sub>6</sub>において、ブレーキB 3は、プラネタリギヤPRの、プラネタリギヤユニットPUとは反対側（図中右方側）に配置されている。該ブレーキB 3は、油圧サーボ16、摩擦板76、ハブ部材33を有している。

該ブレーキB 3のハブ部材33は、キャリアCR 1の一方の側板に接続されており、該キャリアCR 1は、入力軸2又はボス部3aに回転自在に支持されている。また、サンギヤS 1は入力軸2に接続されている。そして、該リングギヤR 1には伝達部材30が接続されて、該伝達部材30を介してサンギヤS 3が接続されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構1<sub>6</sub>の作用について第10図、第11図及び第12図に沿って説明する。なお、上記第1の実施の形態と同様に、第12図に示す世界線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該世界線図のプラネタリギヤユニットPUの部分において、横方向最端部（第12図中右方側）の縦軸はサンギヤS 3に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤR 3、キ

ャリヤCR 2、サンギヤS 2に対応している。更に、該速度線図のプラネタリギヤPRの部分において、横方向最端部（第12図中右方側）の縦軸はサンギヤS 1に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤR 1、キャリヤCR 1に対応している。また、それら縦軸の間隔は、それぞれのサンギヤS 1, S 2, S 3の歯数の逆数、及びそれぞれのリングギヤR 1, R 3の歯数の逆数に比例している。そして、図中横軸方向の破線は伝達部材30により回転が伝達されることを示している。

第10図に示すように、ブレーキB 3が係止することにより上記キャリヤCR 1は、ケース3に対して固定される。また、サンギヤS 1には、入力軸2の回転が入力されており、上記リングギヤR 1は、該キャリヤCR 1が固定されることにより、該サンギヤS 1に入力される入力軸2の回転に基づき減速回転する。つまりサンギヤS 3には、ブレーキB 3が係合することにより、伝達部材30を介してリングギヤR 1の減速回転が入力される。

すると、第11図及び第12図に示すように、プラネタリギヤPRにおいて、前進1速段、前進2速段、前進3速段、前進4速段では、ブレーキB 3が係止されることによりキャリヤCR 1が固定され、入力軸2の回転が入力されているサンギヤS 1の回転によりリングギヤR 3に減速回転が出力されて、伝達部材30を介してサンギヤS 3に減速回転が入力される。この際、リングギヤR 1及びサンギヤS 3は減速回転しているので、上記伝達部材30は、比較的大きなトルク伝達を行っている。一方、前進5速段、前進6速段、後進1速段では、伝達部材30を介してサンギヤS 3の回転がリングギヤR 1に入力され、ブレーキB 3が解放されているため、第12図に示すように、キャリヤCR 1が、該リングギヤR 1のそれぞれ変速段における回転と入力軸2の回転のサンギヤS 1とに基づき回転する。

なお、上記プラネタリギヤPR以外の作用については、上述した第1の実施の形態と同様であるので、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構1<sub>6</sub>によると、プラネタリギヤPR及びブレーキB 3をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC 2及びクラッチC 3をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置

したので、前進5速段の際に、いわゆる直結状態となるような前進6速段及び後進1速段を達成する自動変速機を提供できるものでありながら、例えばプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間にクラッチC2やクラッチC3を配置する場合に比して、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材30を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、油圧サーボ13は入力軸2上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング82で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2bに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ13との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ13の油室に油を供給することができる。更に、油圧サーボ12は、ケース3から延設されたボス部3bから、例えば他の部材を介することなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング83を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ12、13には、それぞれ1対のシールリング82、83を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチC2は、後進1速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチC2が後進1速段で係合された際に、伝達部材30が逆転回転することになり、一方で該クラッチC2の係合により該クラッチC2とサンギヤS2とを接続するハブ部材24が入力軸2の回転と同じになる場合が生じ、伝達部材30とハブ部材24との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチC2はプラネタリギヤユニットPUを介してプラネタリギヤPRの反対側に位置するため、つまり伝達部材30とハブ部材24とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

更に、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤPRとの軸方向における

間にカウンタギヤ5を配置するので、カウンタギヤ5を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輻に搭載する際に、カウンタギヤ5を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特にFF車輻であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輻の搭載性を向上することができる。

更に、プラネタリギヤPRからプラネタリギヤユニットPUに出力する減速回転をブレーキB3により接・断するようにしたので、例えばクラッチC1を設ける場合に比して、部品点数（例えばドラム状部材など）を削減することができる。また、ブレーキB3は、ケース3からそのまま油路を構成することができるので、例えばクラッチC1を設ける場合に比して、油路の構成を簡単にすることができる。

また、本実施の形態の自動変速機構1<sub>0</sub>は、前進5速段において直結状態となる変速機構であり、前進1速段ないし前進4速段でのギヤ比の幅を細かく設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、低中車速で走行する車輻において、エンジンをより良い回転数で使うことができ、低中速走行での燃費の向上を図ることができる。

ところで、上述のような問題を解決するものとして、特開平8-68456号公報に開示されたようなものが提案されている。しかしながら、該公報のものは、減速プラネタリギヤの減速回転を、プラネタリギヤユニットの回転要素に伝達する経路上にクラッチを配置した構成となっており、該減速回転を伝達する経路は大きなトルクが入力される経路であるため、該クラッチやトルク伝達する部材などをその大きなトルクに耐え得るように構成する必要がある。また、この減速回転を伝達する経路は、例えば前進6速段の際に高速回転する部分であるため、上記公報のもののように、クラッチのドラムがプラネタリギヤユニットの回転要素に連結されるような構成にすると、高速回転による遠心力により、ドラム部材が変心して該クラッチの係合・解放の際の制御性が損なわれてしまう。そこで本実施の形態においては、プラネタリギヤユニットの回転要素の高速回転時にも、

減速回転出力手段としてのクラッチの制御性を損なうことがない自動変速機を提供することを目的としている。

即ち、本実施の形態に係る自動変速機構 1<sub>6</sub>によると、ブレーキ B 3 がキャリア CR 1 を固定自在にするものであるので、例えばリングギヤ R 1 とサンギヤ S 3 とを係脱自在にするクラッチに比して、ブレーキ B 3 にかかる負荷を低減することができ、該ブレーキ B 3 をコンパクト化することができ、自動変速機のコンパクト化も図ることができる。

なお、以上の本発明に係る第 1 乃至第 6 の実施の形態において、自動変速機にトルクコンバータを備えているものに適用されるとして説明したが、これに限らず、発進時にトルク（回転）の伝達を行うような発進装置であれば何れのものであってもよい。また、駆動源としてエンジンである車輛に搭載する場合について説明したが、これに限らず、ハイブリッド車輛に搭載することも可能であり、駆動源が何れのものであってもよいことは、勿論である。更に、上記自動変速機は FF 車輛に用いて好適であるが、これに限らず、FR 車輛、4 輪駆動車輛など、他の駆動方式の車輛に用いることも可能である。

また、以上の第 1 乃至第 6 の実施の形態の減速プラネタリギヤにおいて、サンギヤに入力軸の回転を入力すると共にキャリアを固定することでリングギヤを減速回転させるものを説明したが、これに限らず、キャリアに入力軸の回転を入力すると共にサンギヤを固定してリングギヤを減速回転させるものであってもよい。

#### 産業上の利用可能性

以上のように、本発明に係る自動変速機は、乗用車、トラック、バス、などの車輛に搭載するものとして有用であり、特に車輛の搭載性からコンパクト化、軽量化が要求され、更に変速ショックの低減が要求される車輛に搭載するものとして用いるのに適している。

## 請 求 の 範 囲

1. 駆動源の出力回転に基づき回転する入力軸と、

第1、第2、第3及び第4の回転要素を有するプラネタリギヤユニットと、  
前記入力軸の回転を減速した減速回転を前記第1の回転要素に出力自在な減速  
回転出力手段と、

前記入力軸と前記第2の回転要素とを係脱自在に連結する第1のクラッチと、  
前記入力軸と前記第3の回転要素とを係脱自在に連結する第2のクラッチと、  
前記第4の回転要素の回転を駆動車輪伝達機構に出力する出力部材と、を備え、  
少なくとも前進5速段及び後進1速段を達成し得、かつ少なくとも前進5速段  
以上の変速段の際に前記第1のクラッチ及び前記第2のクラッチを共に係合する  
ことによって入力軸の回転をそのまま出力する直結段を達成可能な自動変速機に  
おいて、

前記減速回転出力手段を、前記プラネタリギヤユニットの軸方向一方側に配置  
すると共に、前記出力部材を前記プラネタリギヤユニットと前記減速回転出力手  
段との間に配置し、

前記第1のクラッチ及び前記第2のクラッチを、前記プラネタリギヤユニット  
の軸方向他方側に配置する、

ことを特徴とする自動変速機。

2. 前記減速回転出力手段は、前記減速回転にて回転する減速回転要素を有する  
減速プラネタリギヤと、該減速プラネタリギヤの所定要素の回転を操作し得る第  
3の係合要素と、を有してなる、

請求の範囲第1項記載の自動変速機。

3. 前記第3の係合要素は前記前進1速段にて係合する係合要素である、

請求の範囲第1項または第2項記載の自動変速機。

4. 前記減速プラネタリギヤは、前記入力軸の回転を常時入力する入力回転要素  
と、回転が固定される固定回転要素と、該入力回転要素と該固定回転要素との回  
転に基づき減速回転する減速回転要素とを有してなり、

前記第3の係合要素は、前記減速回転要素と前記第1の回転要素とを係脱自在  
に連結する第3のクラッチである、

請求の範囲第2項または第3項記載の自動変速機。

5. 前記第3のクラッチは、前記減速プラネタリギヤの前記プラネタリギヤユニットの軸方向反対側に配置されてなり、

前記第3のクラッチは、摩擦部材を押圧する油圧サーボと、該油圧サーボに一体的に構成され、前記減速プラネタリギヤ方向に開口するドラム部材と、ハブ部材と、を有してなり、

ケースから伸びるボス部上に前記第3のクラッチの油圧サーボを配置すると共に、該ボス部に設けた油路から該油圧サーボに油を供給してなる、

請求の範囲第4項記載の自動変速機。

6. 前記減速プラネタリギヤは、前記入力軸の回転を入力し得る入力回転要素と、回転が固定される固定回転要素と、該入力回転要素と該固定回転要素との回転に基づき減速回転し得る減速回転要素とを有してなり、

前記第3の係合要素は、入力軸と入力回転要素を係脱自在に連結する第3のクラッチである、

請求の範囲第2項または第3項記載の自動変速機。

7. 前記第3のクラッチは、摩擦部材を押圧する油圧サーボと、該油圧サーボに一体的に構成されドラム部材と、ハブ部材と、を有してなり、

前記ハブ部材を、前記入力回転要素と連結してなり、

前記ドラム部材を、前記入力軸と連結すると共に、前記減速プラネタリギヤ方向に開口するように配置してなる、

請求の範囲第6項記載の自動変速機。

8. 前記第3のクラッチの油圧サーボを、前記入力軸上に配置してなり、

前記第3のクラッチの油圧サーボに、前記入力軸内に設けられた油路から油を供給してなる、

請求の範囲第7項記載の自動変速機。

9. 前記第3のクラッチの油圧サーボを、ケースから伸びるボス部上に配置してなり、

前記第3のクラッチの油圧サーボに、前記ボス部内に設けられた油路から油を供給してなる、



請求の範囲第 7 項記載の自動変速機。

10. 前記減速プラネタリギヤは、前記入力軸の回転を入力し得る入力回転要素と、回転が固定される固定回転要素と、該入力回転要素と該固定回転要素との回転に基づき減速回転し得る減速回転要素とを有してなり、

前記第 3 の係合要素は、前記固定回転要素を固定自在の第 3 のブレーキである

請求の範囲第 2 項または第 3 項記載の自動変速機。

11. 前記第 3 のブレーキを、前記減速プラネタリギヤの前記プラネタリギヤユニットの軸方向反対側に配置してなり、

前記第 3 のブレーキの油圧サーボを、ケース端壁に設けてなる、

請求の範囲第 10 項記載の自動変速機。

12. 前記第 1 のクラッチは、前記後進 1 速段にて係合するクラッチである、

請求の範囲第 1 項ないし第 11 項のいずれか記載の自動変速機。

13. 前記第 1 のクラッチは、前記プラネタリギヤユニットと隣接配置されてなり、

前記第 1 クラッチは、摩擦部材と該摩擦部材を押圧する油圧サーボと、該油圧サーボに一体的に構成されたドラム部材とハブ部材とを有してなり、

前記ドラム部材が前記入力軸と連結され、前記ハブ部材が前記第 2 の回転要素と連結されてなり、

前記第 2 のクラッチは、前記第 1 のクラッチに対し、前記プラネタリギヤユニットの軸方向反対側に配置されてなり、

前記第 2 クラッチは、摩擦部材と該摩擦部材を押圧する油圧サーボと、該油圧サーボに一体的に構成されたドラム部材とハブ部材とを有してなり、

前記ドラム部材が前記入力軸と連結され、前記ハブ部材が前記第 1 のクラッチの外周側を通して前記第 3 の回転要素と連結されてなる、

請求の範囲第 12 項記載の自動変速機。

14. 前記第 2 の回転要素に係止自在な第 1 のブレーキと、前記第 3 の回転要素に係止自在な第 2 のブレーキと、を有してなり、

前記第 1 のブレーキを、前記第 1 のクラッチの外周側に配置し、

前記第 2 のブレーキを、前記プラネタリギヤユニットの外周側に配置してなる

請求の範囲第 1 3 項記載の自動変速機。

15. 前記第 1 のブレーキは、摩擦部材と該摩擦部材を押圧する油圧サーボとを有してなり、

前記第 1 のブレーキの油圧サーボを、前記第 1 のクラッチの油圧サーボの径方向外周側にて、少なくとも一部が軸方向にオーバーラップする位置に油圧サーボを設けてなり、

前記第 1 のブレーキの摩擦部材を、ケース及び前記第 1 のクラッチのハブ部材に連結してなる、

請求の範囲第 1 4 項記載の自動変速機。

16. 前記第 2 のブレーキは、摩擦部材と該摩擦部材を押圧する油圧サーボとを有してなり、

前記第 2 のブレーキの油圧サーボは、前記出力部材を回転自在に支持するように延材されたケース部材に設けられてなり、

前記第 2 のブレーキの摩擦部材を、前記プラネタリギヤユニットの外周側に配置してなる、

請求の範囲第 1 5 項記載の自動変速機。

17. 前記プラネタリギヤの減速回転要素又は前記第 3 の係合要素と、前記プラネタリギヤユニットの第 1 の回転要素と、を連結する伝達部材は、前記出力部材の内周を通して互いに連結されてなる、

請求の範囲第 2 項ないし第 1 6 項のいずれか記載の自動変速機。

18. 駆動車輪に回転を出力するディファレンシャル部と、該ディファレンシャル部に係合するカウンタシャフト部と、を有し、

前記出力部材は、前記カウンタシャフト部に嚙合するカウンタギヤである、

請求の範囲第 1 項ないし第 1 7 項のいずれか記載の自動変速機。

19. 縦軸に前記第 1、第 2、第 3 及び第 4 の回転要素のそれぞれの回転数を示すと共に、横軸に前記第 1、第 2、第 3 及び第 4 の回転要素のギヤ比に対応させて示してなる速度線図において、

前記減速回転が入力される前記第 1 の回転要素を横方向最端部に位置し順に前記出力部材に連結された前記第 4 の回転要素、前記第 3 の回転要素、前記第 2 の回転要素に対応させてなる、

請求の範囲第 1 項ないし第 18 項のいずれか記載の自動変速機。

20. 前記プラネタリギヤユニットは、第 1 のサンギヤと、該記第 1 のサンギヤに嚙合するロングピニオンと、該ロングピニオンに嚙合するショートピニオンと、該ロングピニオン及び該ショートピニオンを回転支持するキャリアと、該ショートピニオンに嚙合する第 2 のサンギヤと、該ロングピニオンに嚙合するリングギヤと、により構成されるラビニヨ型プラネタリギヤであり、

前記第 1 の回転要素は、前記減速回転出力手段の減速回転を入力し得る前記第 2 のサンギヤであり、

前記第 2 の回転要素は、前記第 1 のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力し得、かつ第 1 のブレーキの係止により固定自在な前記第 1 のサンギヤであり、

前記第 3 の回転要素は、前記第 2 のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力し得、かつ第 2 のブレーキの係止により固定自在な前記キャリアであり、

前記第 4 の回転要素は、前記出力部材に連結される前記リングギヤである、

請求の範囲第 1 項ないし第 19 項のいずれか記載の自動変速機。

21. 前進 1 速段の際に、前記第 1 の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第 2 のブレーキを係止し、

前進 2 速段の際に、前記第 1 の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第 1 のブレーキを係止し、

前進 3 速段の際に、前記第 1 の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第 1 のクラッチを係合し、

前進 4 速段の際に、前記第 1 の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第 2 のクラッチを係合し、

前進 5 速段の際に、前記第 1 のクラッチと前記第 2 のクラッチとを共に係合し、

前進 6 速段の際に、前記第 2 のクラッチを係合すると共に、前記第 1 のブレー

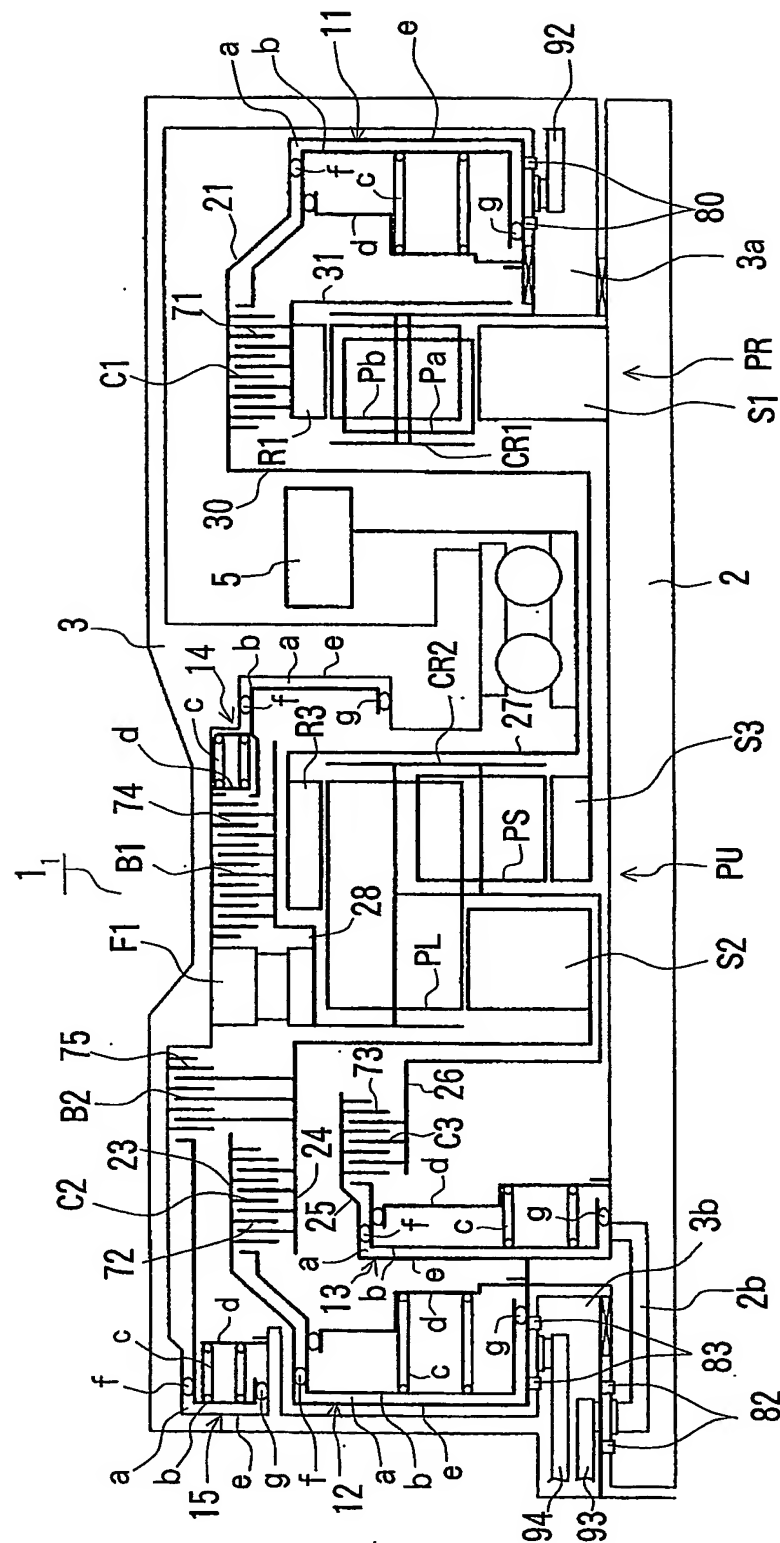
キに係止し、

後進 1 速段の際に、前記第 1 のクラッチに係合すると共に、前記第 2 のブレーキに係止し、

前進 6 速段、及び後進 1 速段を達成してなる、

請求の範囲第 20 項記載の自動変速機。

第1図

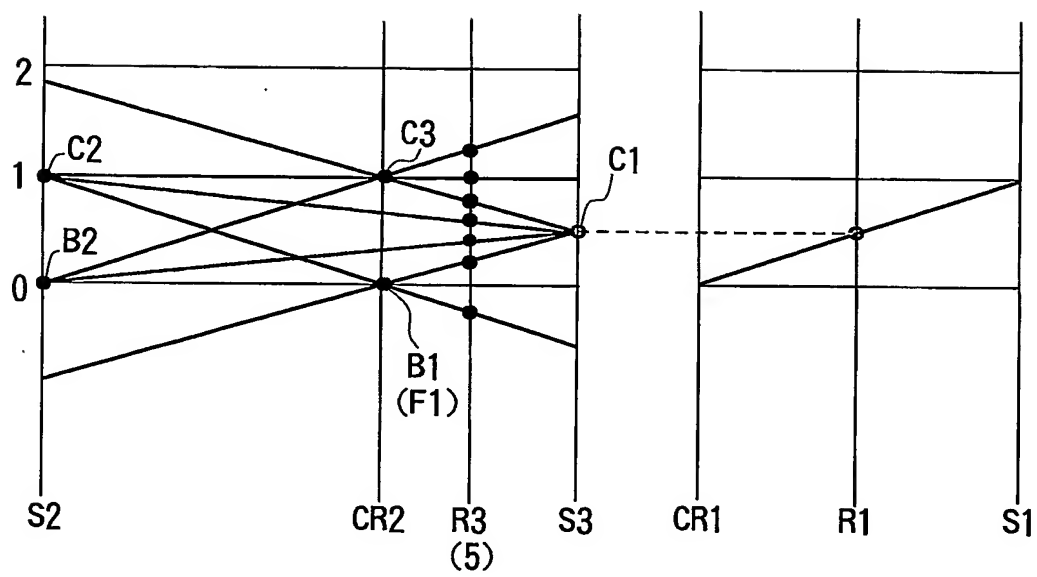


2/12  
第2図

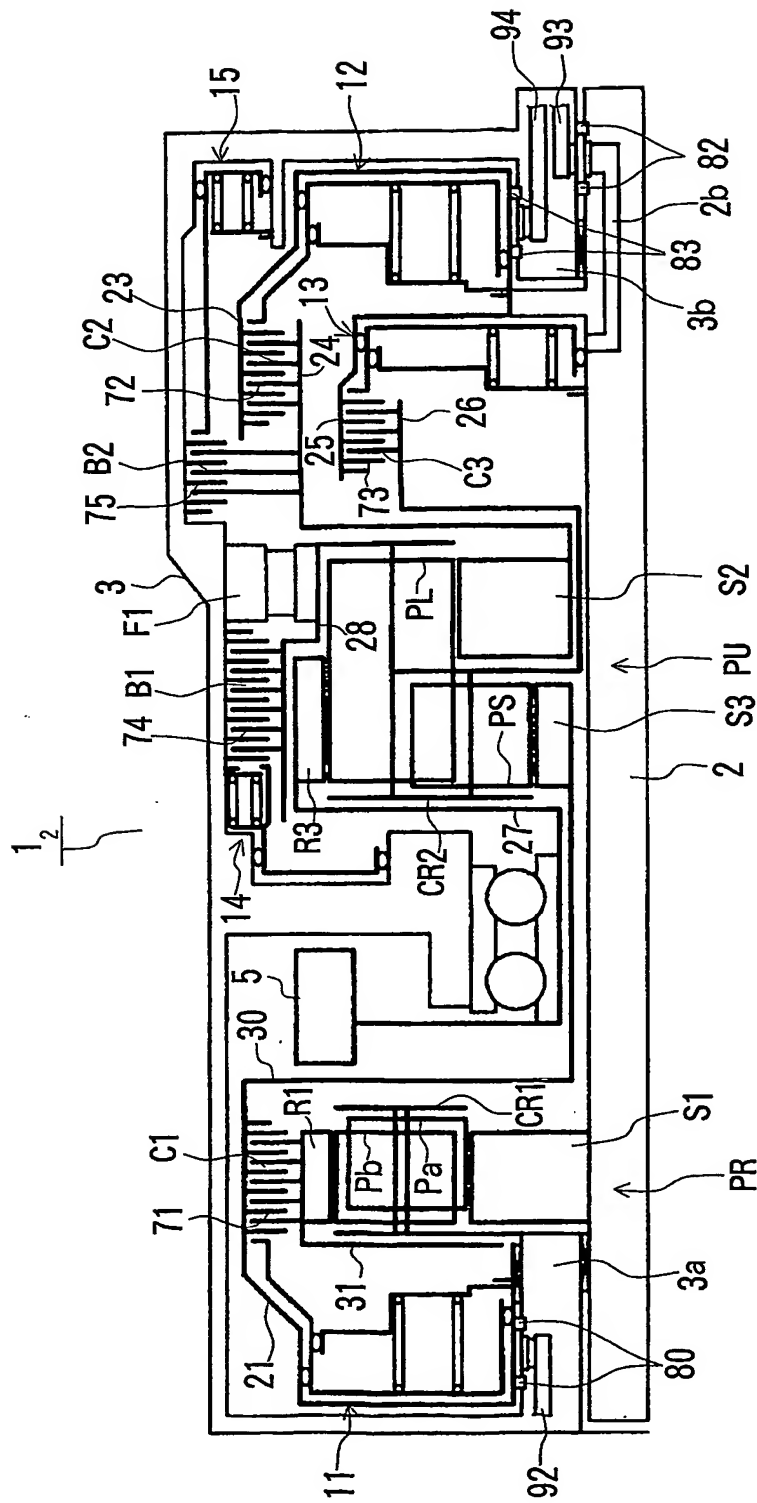
係合表

		C1	C2	C3	B1	B2	F1
P							
R			○		○		
N							
D	1 速	○			(○)		○
	2 速	○				○	
	3 速	○	○				
	4 速	○		○			
	5 速		○	○			
	6 速			○		○	

3/12  
第3図

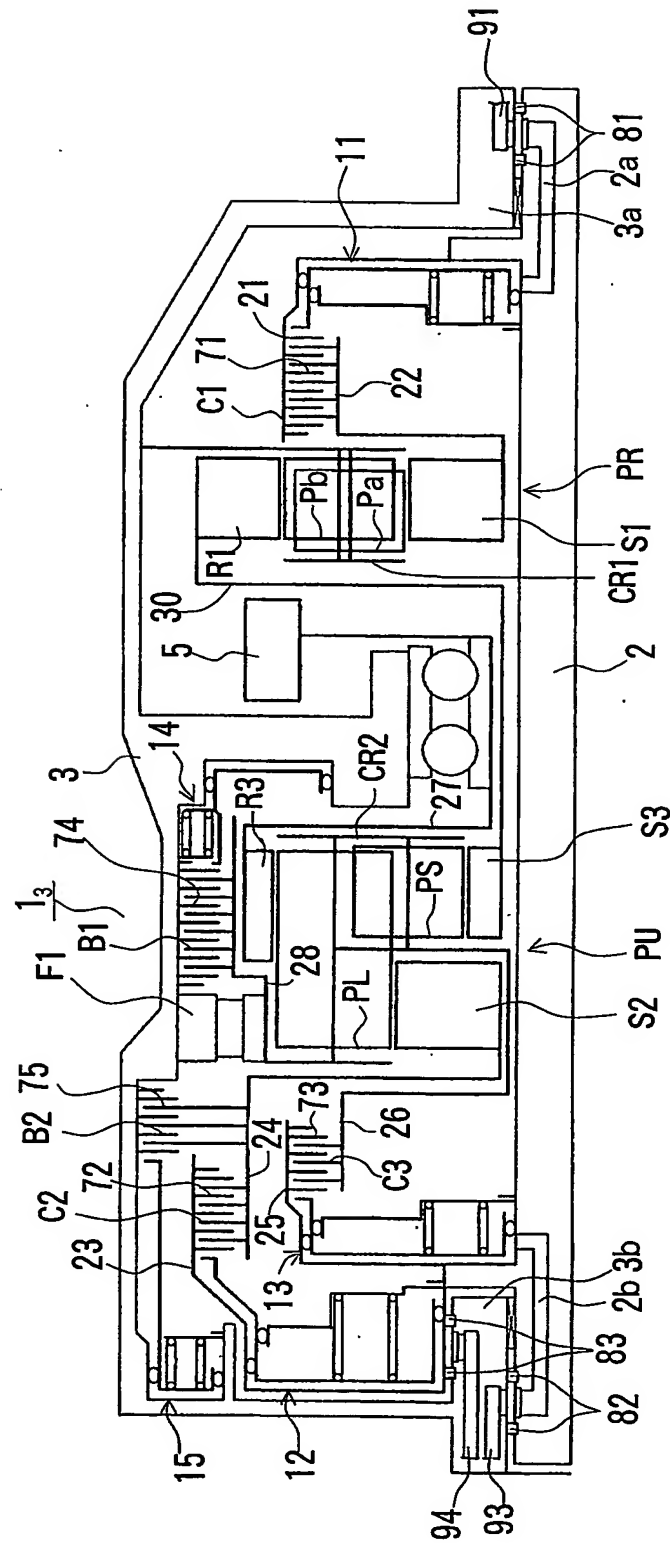


第4図



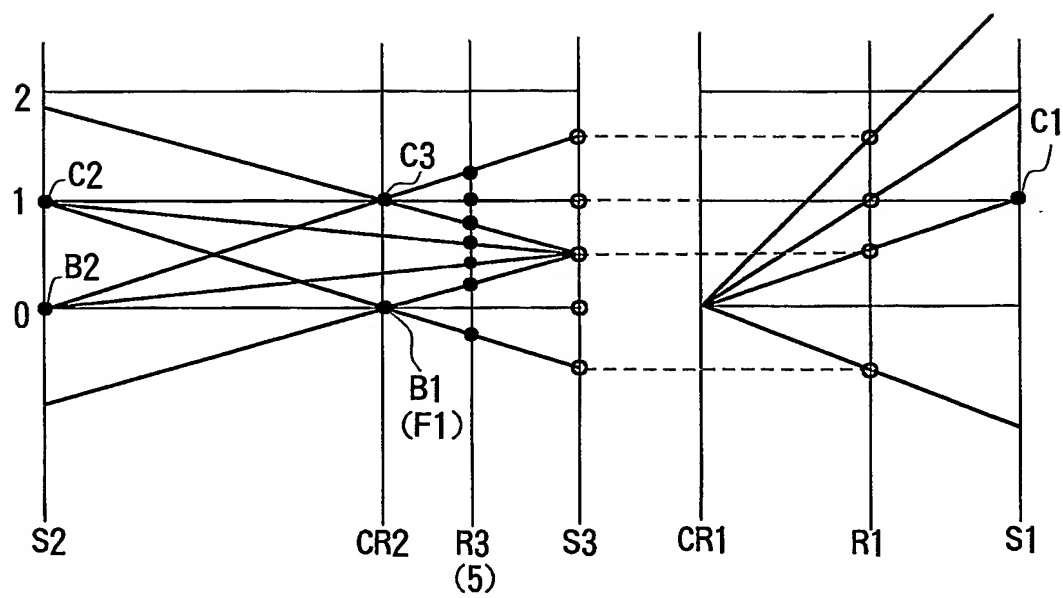


第5図

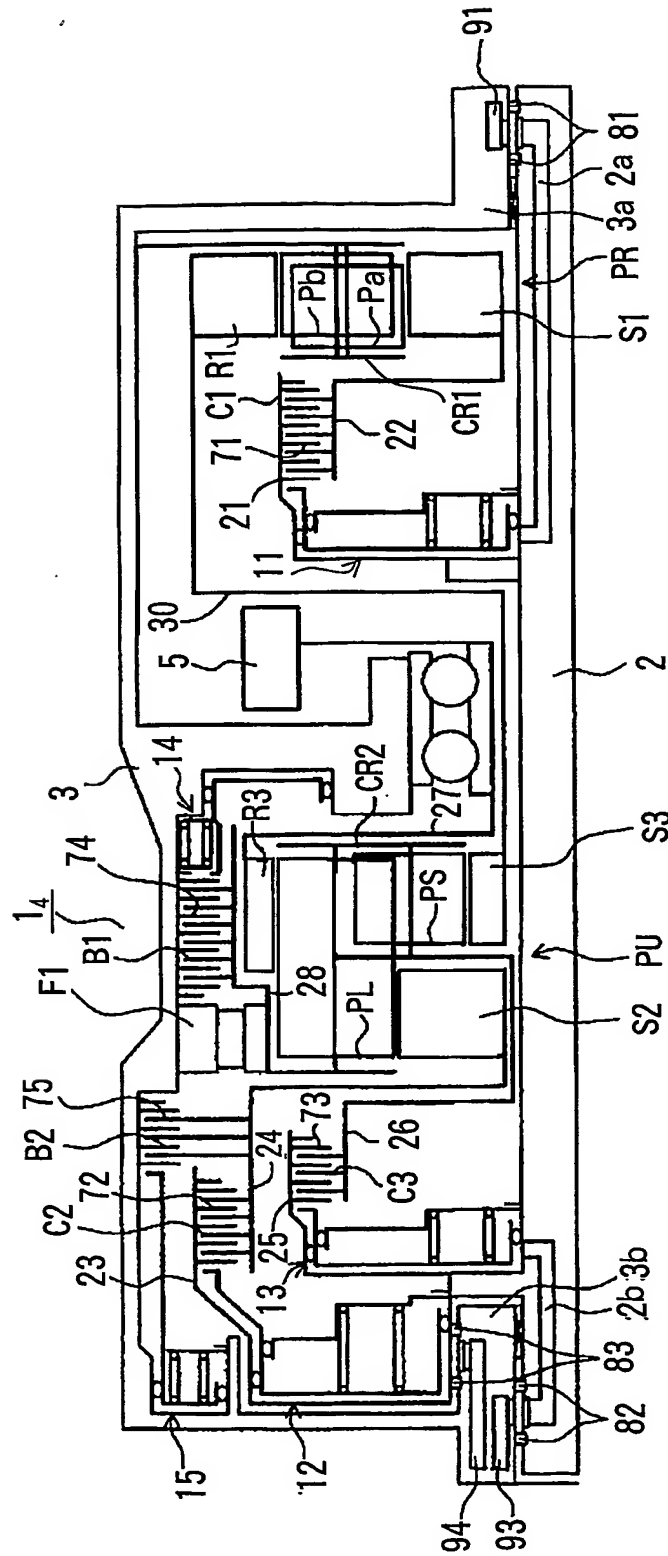


6/12  
第6図係合表

		C1	C2	C3	B1	B2	F1
P							
R			○		○		
N							
D	1 速	○			(○)		○
	2 速	○				○	
	3 速	○	○				
	4 速	○		○			
	5 速		○	○			
	6 速			○		○	

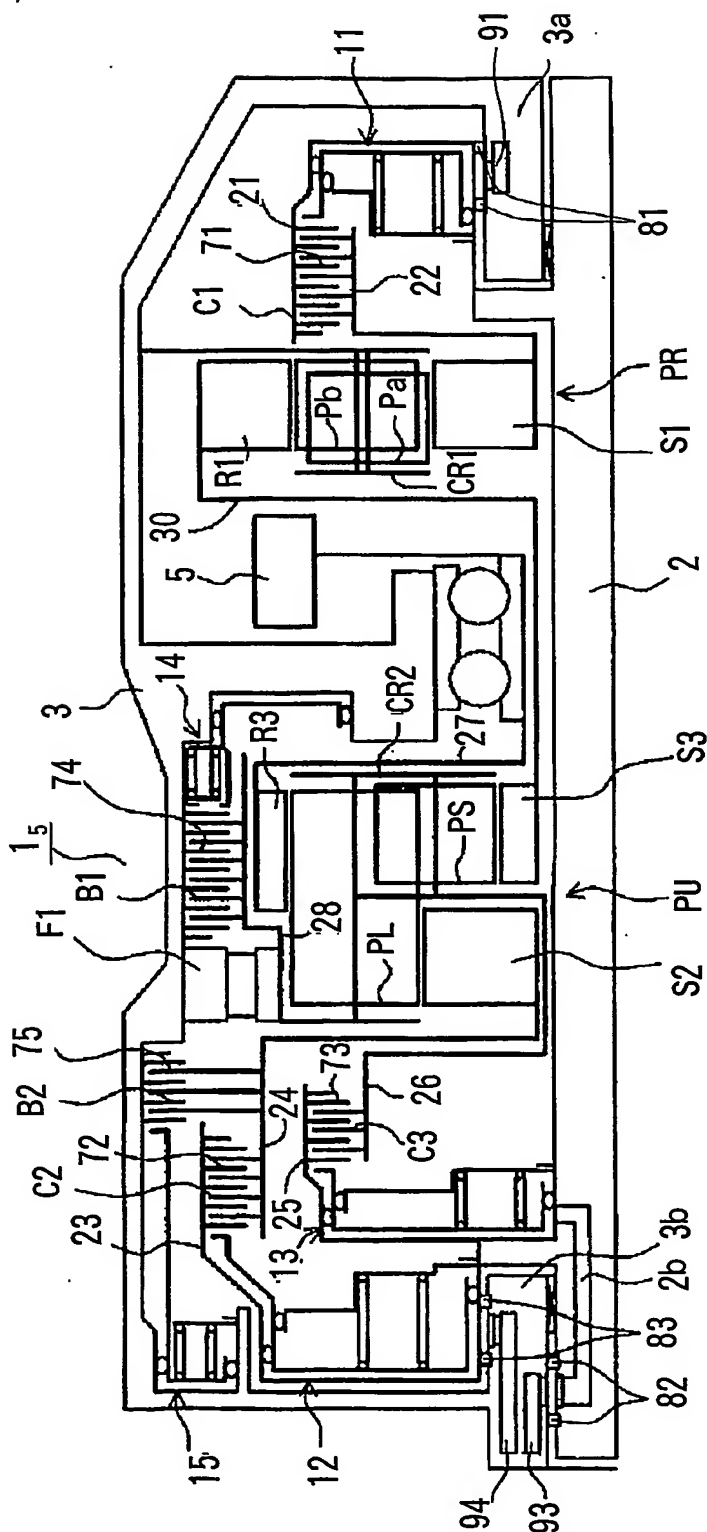
7/12  
第7図

第8図

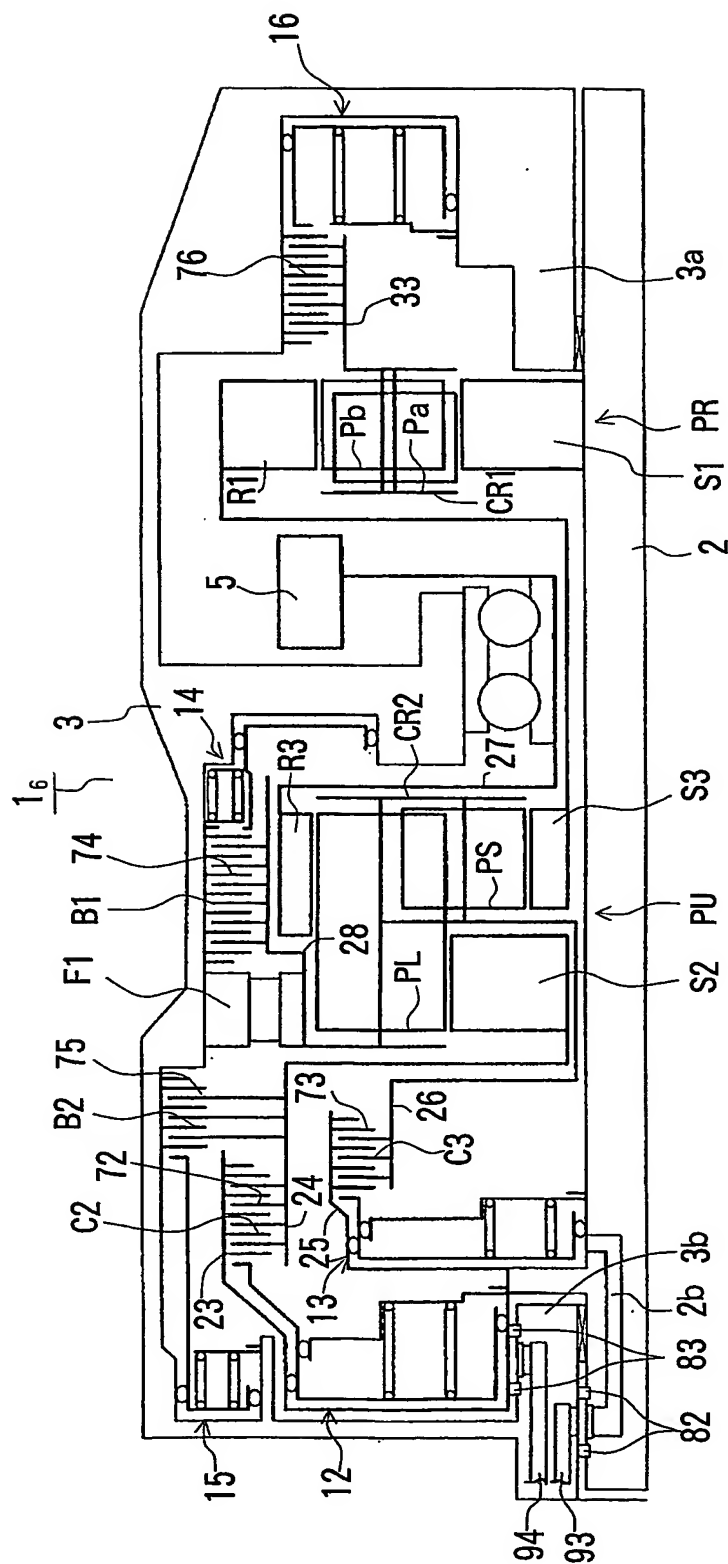


9/12

第9図



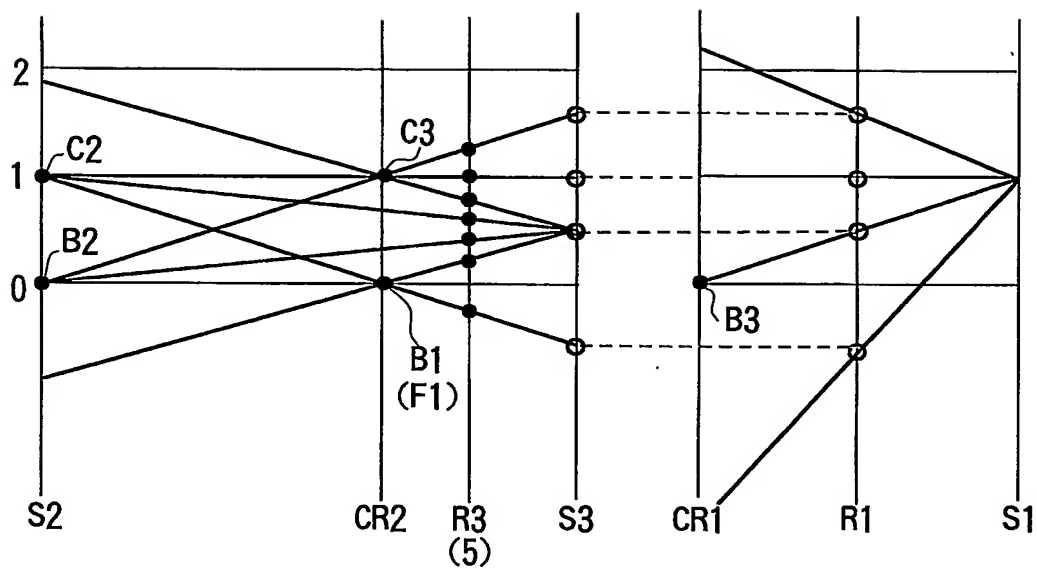
第10図



11/12  
第11図係合表

		C2	C3	B1	B2	B3	F1
P							
R		○		○			
N							
D	1 速			(○)		○	○
	2 速				○	○	
	3 速	○				○	
	4 速		○			○	
	5 速	○	○				
	6 速		○		○		

12/12  
第12図





# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No.

PCT/JP03/17066

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
Int.Cl.<sup>7</sup> F16H3/66

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)  
Int.Cl.<sup>7</sup> F16H3/00-3/78

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched  
Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2004  
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2004 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2004

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y A	JP 2001-82555 A (AISIN AW CO., LTD.), 27 March, 2001 (27.03.01), Par. Nos. [0013] to [0045]; Figs. 1 to 3 (Family: none)	1-4, 17, 18 5-11 12-16, 19-21
X Y A	US 2002/0142880 A1 (AISIN AW CO., LTD.), 03 October, 2002 (03.10.02), Par. Nos. [0066] to [0071]; Figs. 4 to 6 & JP 2002-295608 A Par. Nos. [0038] to [0043]; Figs. 4 to 6 & DE 10213820 A1	1, 2, 4, 12, 17, 19 5-11, 18. 3, 13-16, 20, 21

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier document but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search  
30 March, 2004 (30.03.04)

Date of mailing of the international search report  
13 April, 2004 (13.04.04)

Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl<sup>7</sup> F16H 3/66

## B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl<sup>7</sup> F16H 3/00 - 3/78

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996年

日本国公開実用新案公報 1971-2004年

日本国登録実用新案公報 1994-2004年

日本国実用新案登録公報 1996-2004年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

## C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X	JP 2001-82555 A (アイシン・エイ・ダブリュ 株式会社) 2001. 03. 27, 段落番号【0013】- 【0045】, 図1-3 (ファミリーなし)	1-4, 17, 18
Y A		5-11 12-16, 19-21

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&amp;」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

30. 03. 2004

国際調査報告の発送日

13. 4. 2004

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

中屋 裕一郎

3 J

3120

電話番号 03-3581-1101 内線 3328

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X	US 2002/0142880 A1 (AISIN AW CO., LTD.) 2002. 10. 03, 段落番号【0066】-【0071】, FIG4-6	1, 2, 4, 12, 17, 19
Y	& JP 2002-295608 A 段落番号【0038】- 【0043】, 図4-6	5-11, 18
A	& DE 10213820 A1	3, 13- 16, 20, 21
Y	US 6139463 A (AISIN AW CO., LTD.) 2000. 10. 31, 第11欄第36行- 第12欄第8行, FIG1, 4 & JP 2000-240740 A 段落番号【0060】, 【0061】, 図1, 4 & EP 1013968 A2	5
Y	US 5525117 A (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) 1996. 06. 11, 第4欄第6-19行, FIG1 & JP 7-133850 A 段落番号【0013】, 図1	6-9
Y	US 6176802 B1 (AISIN AW CO., LTD.) 2001. 01. 23, 第14欄第15-37行, 第21欄第11-26行, 図1, 5, 11, 14 & JP 2000-199549 A 段落番号【0070】, 【0103】, 図1, 5, 11, 14 & EP 997663 A2	7-9
Y	JP 2002-188694 A (アイシン・エイ・ダブリュ 株式会社) 2002. 07. 05, 段落番号【0026】, 図1 (ファミリーなし)	10, 11